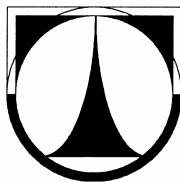


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: M2301 Strojní inženýrství



Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Sklářské stroje a robotika

**AUTOMATIZACE TOKU VÝLISKŮ Z LISU G12 DO
CHLADICÍ PÁSOVÉ PECE**

(Automatization of the stamping flow from karusel press G12
to the conveyer cooling furnace)

Diplomová práce

KSR - 19450

Václav Klíma

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. František Novotný CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Dalibor Cee

Počet stran: 68

Počet obrázků: 50

Počet příloh: 0

Počet výkresů: 8

Datum odevzdání: 5.6.2009

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Název: Automatizace toku výlisků z karuselového lisu G12 do pásové chladicí pece

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá problematikou přenosu skleněných výlisků z karuselového lisu G12 do průběžné pásové chladicí pece, která je v současné době v radiálním směru vzhledem k toku výlisků přenášených manipulátorem. Na základě požadavku změny směru chladicí pece, a to do směru tangenciálního, bylo úkolem navrhnout konstrukční řešení nového manipulátoru.

V jednotlivých kapitolách je popsán současný manipulátor, alternativní návrhy řešení nového manipulátoru a konstrukční zpracování vybrané varianty. Závěrečná kapitola je věnována technicko ekonomickému zhodnocení nového konstrukčního řešení.

Klíčová slova: Manipulátor, vidlice, karuselový lis, chladicí pec, výlisek

Title:

Automatization of the stamping flow from karusel press G12 to the conveyer cooling turbace

Annotation

This diploma thesis focuses on the question of transport of glass stampings from karusel press G12 into continuous conveyer cooling furnace, which is currently in radical way according to flow of the stampings transported by the manipulator. The task was to propound a new manipulator in consideration of the requirement of changing the direction of the cooling furnace into tangential direction.

The individual chapters describe present manipulator, alternative suggestions of new manipulator and construction of the chosen option. The last chapter is devoted to technical-economical evaluation of the new construction option.

Key words: Manipulator, fork, karusel press, cooling furnace, stamping

P r o h l á š e n í

Byl (a) jsem seznámen (a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé diplomové práce a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.)

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Děkuji **Doc. Ing. Františku Novotnému CSc.**, vedoucímu Katedry sklářských strojů a robotiky Technické univerzity v Liberci, za odborný dohled, trpělivost a cenné připomínky v průběhu řešení.

Děkuji **Ing. Daliborovi Cee**, vedoucímu konstrukce závodu 6 firmy Preciosa a.s., za poskytnuté informace, materiály a cenné rady.

Obsah

ÚVOD	12
1. ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU	13
1. 1 Prostorová situace	13
1. 2 Princip funkce manipulátoru	15
1. 3 Konstrukční řešení stávajícího manipulátoru	16
1. 4 Vstupní podmínky	17
1. 5 Možnosti odebírání	18
1. 6 Hodnocení vlastností současného manipulátoru	18
1. 7 Požadavky na nový manipulátor	18
2. ALTERNATIVÍ NÁVRH ŘEŠENÍ MANIPULÁTORU	20
2. 1 Navržené varianty	20
2. 2 Rozbor variant	21
2. 2. 1 Varianta A Kartézský systém a čtyři varianty pro rotační pohyb	21
2. 2. 1. 1 Aa) Kartézský systém s jedním ramenem	22
2. 2. 1. 2 Ab) Kartézský systém s paralelogramem	23
2. 2. 1. 3 Ac) Kartézský systém s mechanismem s řetězem	25
2. 2. 1. 4 Ad) Kartézský systém s mechanismem s ozubeným řemenem	26
2. 2. 2 Varianta B Úprava současného manipulátoru	28
2. 2. 3 Varianta C Manipulátor s mechanismem s válcovou vačkou	29
2. 2. 4 Varianta D Manipulátor vytvořený kombinací variant A a C	33
2. 2. 5 Varianta E Aplikace robotu typu SCARA	34
2. 2. 5. 1 Ea) SCARA na pojezdu	35
2. 2. 5. 2 Eb) SCARA na portálu	36
2. 3 Analýza variant	38
2. 3. 1 Kritéria výběru	38
2. 3. 2 Rozhodovací analýza	39
2. 3. 3 Výběr varianty pro konstrukční řešení	40
3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ	41
3. 1 Popis konstrukce	41
3. 2 Konstrukční výpočty	44
3. 2. 1 Stanovení geometrických rozměrů s rozložením hmot pohyblivých částí	44
3. 2. 2 Návrh pracovního cyklu s nejvyšším zatížením mechanismu	45

3. 2. 3 Úseky pracovního cyklu	45
3. 2. 4 Časový průběh manipulace.....	46
3. 2. 5 Dynamické účinky	48
3. 2. 6 Návrh pohonů a pohybových jednotek.....	49
3. 2. 6. 1 Mechanismus rotace	49
3. 2. 6. 2 Návrh lineárního vedení v ose Z.....	52
3. 2. 6. 3 Návrh lineárního vedení v ose X	55
3. 2. 6. 4 Návrh lineárního vedení v ose Y	59
3. 2. 7 Návrh rámu	63
3. 2. 8 Systém řízení	63
3. 2. 8. 1 Popis zakládajícího cyklu.....	64
4. TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	65
ZÁVĚR	67
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	68

Seznam symbolů a jednotek

<i>Označení</i>	<i>Název veličiny</i>	<i>Jednotky</i>
a_{Xmax}	max. zrychlení v ose X	$[m/s^2]$
a_{Ymax}	max. zrychlení v ose Y	$[m/s^2]$
a_{Zmax}	max. zrychlení v ose Z	$[m/s^2]$
F_X	síla v ose X	$[N]$
F_Y	síla v ose Y	$[N]$
F_Z	síla v ose Z	$[N]$
F_T	třecí síla	$[N]$
F_O	odstředivá síla	$[N]$
f	součinitel tření	$[-]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
G	tíhová síla	$[N]$
i	převodový poměr	$[-]$
J_V	moment setrvačnosti zátěže k ose rotace	$[kg.m^2]$
J_{Tr}	moment setrvačnosti ramene	$[kg.m^2]$
J_{TV}	moment setrvačnosti vidlice	$[kg.m^2]$
J_m	moment setrvačnosti motoru	$[kg.m^2]$
$J_{PŘ}$	moment setrvačnosti převodovky	$[kg.m^2]$
J_A	moment setrvačnosti pohonu	$[kg.m^2]$
J_{VX}	moment setrvačnosti zátěže (šroub + vozík) v ose X	$[kg.m^2]$
J_{VY}	moment setrvačnosti zátěže (šroub + vozík) v ose Y	$[kg.m^2]$
J_{VZ}	moment setrvačnosti zátěže (šroub + vozík) v ose Z	$[kg.m^2]$
J_O	moment setrvačnosti pohybové jednotky	$[kg.cm^2]$
J_H	moment setrvačnosti vztažený na 1 metr zdvihu	$[kg.cm^2/m]$
J_L	moment setrvačnosti vztažený na 1 kg užitečné zátěže	$[kg.cm^2/kg]$
l_T	vzdálenost těžiště v ose Z	$[m]$
l_{T2}	vzdálenost těžiště v ose X	$[m]$
m_1	hmotnost vidlice s výlisky	$[kg]$

m_2	hmotnost rotační jednotky s příslušenstvím + m_1	[kg]
m_3	hmotnost posuvné jednotky v ose Z s příslušenstvím + m_2	[kg]
m_4	hmotnost posuvné jednotky v ose X s příslušenstvím + m_3	[kg]
m_v	hmotnost vidlice s maximální hmotností výlisků	[kg]
m_{v1}	hmotnost nejmenšího jednoho výlisku	[kg]
m_l	hmotnost ramene rotace	[kg]
m_p	hmotnost příslušenství	[kg]
m_{Xmax}	max. hmotnost pohybujících se částí na vedení v ose X	[kg]
m_{Ymax}	max. hmotnost pohybujících se částí na vedení v ose Y	[kg]
m_{Zmax}	max. hmotnost pohybujících se částí na vedení v ose Z	[kg]
M_{Zr}	zátěžný moment mechanismu rotace	[Nm]
M_{LX}	zátěžný moment v ose X	[Nm]
M_{LY}	zátěžný moment v ose Y	[Nm]
M_{LZ}	zátěžný moment v ose Z	[Nm]
M_L	zátěžný moment	[Nm]
M_1	rozběhový moment	[Nm]
M_2	zátěžný moment	[Nm]
M_3	brzdový moment	[Nm]
M_{Nm}	jmenovitý moment motoru	[Nm]
M_{max}	max. moment	[Nm]
$M_{Npř}$	jmenovitý moment převodovky	[Nm]
$M_{stř}$	průměrné momentové zatížení	[Nm]
M_{m1}	potřebný moment motoru rotace	[Nm]
M_{m2}	potřebný moment motoru v ose Z	[Nm]
M_{m3}	potřebný moment motoru v ose X	[Nm]
M_{m4}	potřebný moment motoru v ose Y	[Nm]
M_y	moment k ose Y	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
M_{Xmax}	max. dovolený moment k ose X	[Nm]

M_{Ymax}	max. dovolený moment k ose Y	[Nm]
M_{Zmax}	max. dovolený moment k ose Z	[Nm]
M_T	třecí moment	[Nm]
M_{DYN}	dynamický moment	[Nm]
n_c	počet cyklů	[1/min]
n_r	otáčky rotace	[ot/min]
n_{m1}	otáčky motoru rotace	[ot/min]
n_{m2}	otáčky motoru osy Z	[ot/min]
n_{m3}	otáčky motoru osy X	[ot/min]
n_{m4}	otáčky motoru osy Y	[ot/min]
n_{max}	nejvyšší možné otáčky mechanismu rotace	[ot/min]
n_{Nm}	jmenovité otáčky motoru	[ot/min]
n_X	otáčky šroubu vedení osy X	[ot/min]
n_Y	otáčky šroubu vedení osy Y	[ot/min]
n_Z	otáčky šroubu vedení osy Z	[ot/min]
r_{25}	poloměr šroubu vedení DMES-25	[mm]
r_{40}	poloměr šroubu vedení DMES-40	[mm]
R_I	poloměr ramene rotace	[mm]
R_V	poloměr otáčení vidlice	[mm]
t_1	doba rozběhu	[s]
t_2	doba konstantní rychlosti	[s]
t_3	doba brždění	[s]
t_4	klidová doba	[s]
t_C	doba cyklu	[s]
t_r	doba rotace	[s]
t_{Rr}	doba rozběhu rotace	[s]
t_{Br}	doba brždění rotace	[s]
t_{RX}	doba rozběhu v ose X	[s]
t_{BX}	doba brždění v ose X	[s]

t_{RY}	doba rozběhu v ose Y	[s]
t_{BY}	doba brždění v ose Y	[s]
t_{RZ}	doba rozběhu v ose Z	[s]
t_{BZ}	doba brždění v ose Z	[s]
v_X	rychlost v ose X	[m/s]
v_Y	rychlost v ose Y	[m/s]
v_Z	rychlost v ose Z	[m/s]
X_{\max}	zdvih v ose X	[mm]
Y_{\max}	zdvih v ose Y	[mm]
Z_{\max}	zdvih v ose Z	[mm]
ε_r	úhlové zrychlení rotace	[rad/s ²]
$\varepsilon_{r\max}$	max. úhlové zrychlení rotace	[rad/s ²]
ε_X	úhlové zrychlení šroubu vedení v ose X	[rad/s ²]
ε_Y	úhlové zrychlení šroubu vedení v ose Y	[rad/s ²]
ε_Z	úhlové zrychlení šroubu vedení v ose Z	[rad/s ²]
φ_r	úhel rozběhu	[rad]
η	účinnost	[-]
μ_{25}	koeficient valivého tření	[-]
$\omega_{r\max}$	max.úhlová rychlost rotace	[rad/s]
ω_r	úhlová rychlost rotace	[rad/s]
ω_X	úhlová rychlost šroubu vedení v ose X	[rad/s]
ω_Y	úhlová rychlost šroubu vedení v ose Y	[rad/s]
ω_Z	úhlová rychlost šroubu vedení v ose Z	[rad/s]

Úvod

Společnost Preciosa a.s., se sídlem v Jablonci nad Nissou, je tradičním výrobcem exkluzivních broušených výrobků z pravého českého křišťálu již od roku 1948. Díky historickým zkušenostem českých sklářů a brusičů a neustálému vývoji technologií broušení patří Preciosa ke špičce ve svém oboru.

Výrobní linka na výrobu skleněných výlisků v závodě 6 Preciosa a.s., obsahuje několik technologických úseků. Jedním z těchto úseků je manipulace s výlisky vytloukaných z formy karuselového lisu G12 na pás průběžné pásové chladicí pece. Tato manipulace je prováděna automatickým zařízením.

Diplomová práce se zabývá návrhem nového řešení manipulátoru, které bude vyhovovat požadavkům na toto zařízení v závislosti na požadavcích firmy Preciosa a.s. Hlavním požadavkem je zvládnout plně automatickou manipulaci s celým sortimentem výrobků při dodržení technologických časů jejich výroby v závislosti na změně dispozičního uspořádání linky, kdy chladicí pásová pec bude umístěna tangenciálně vzhledem ke karuselovému lisu G12.

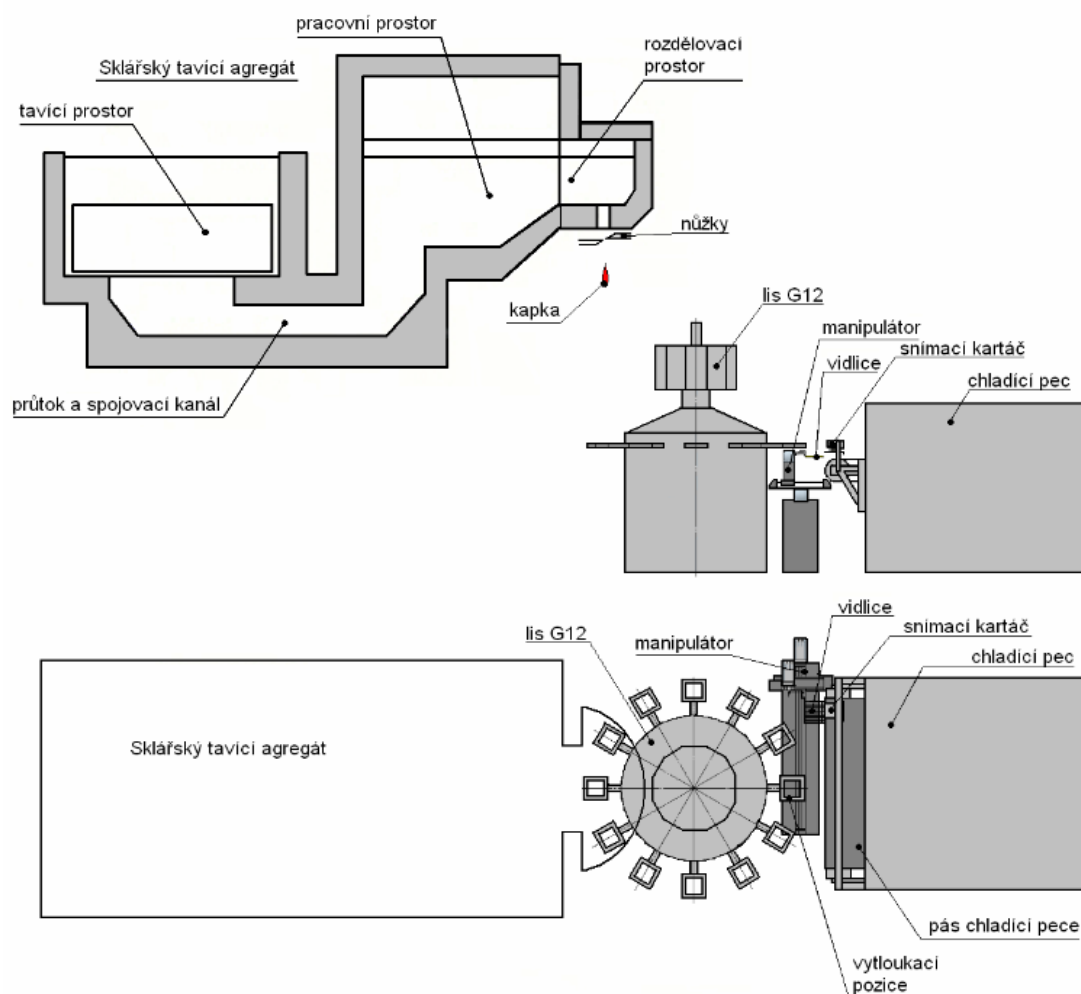
Tato práce se skládá ze čtyř hlavních částí. V první části se diplomová práce věnuje rozboru současného stavu, popisu stávajícího manipulátoru a hodnocení jeho vlastností. Druhá část se zabývá alternativám návrhu nového manipulátoru. Zde jsou popsány varianty provedení manipulátoru. Třetí část popisuje konstrukční zpracování vybrané varianty, postup návrhu a konstrukční výpočty. Čtvrtá část hodnotí technicko ekonomické vlastnosti navrženého zařízení.

1. Rozbor současného stavu

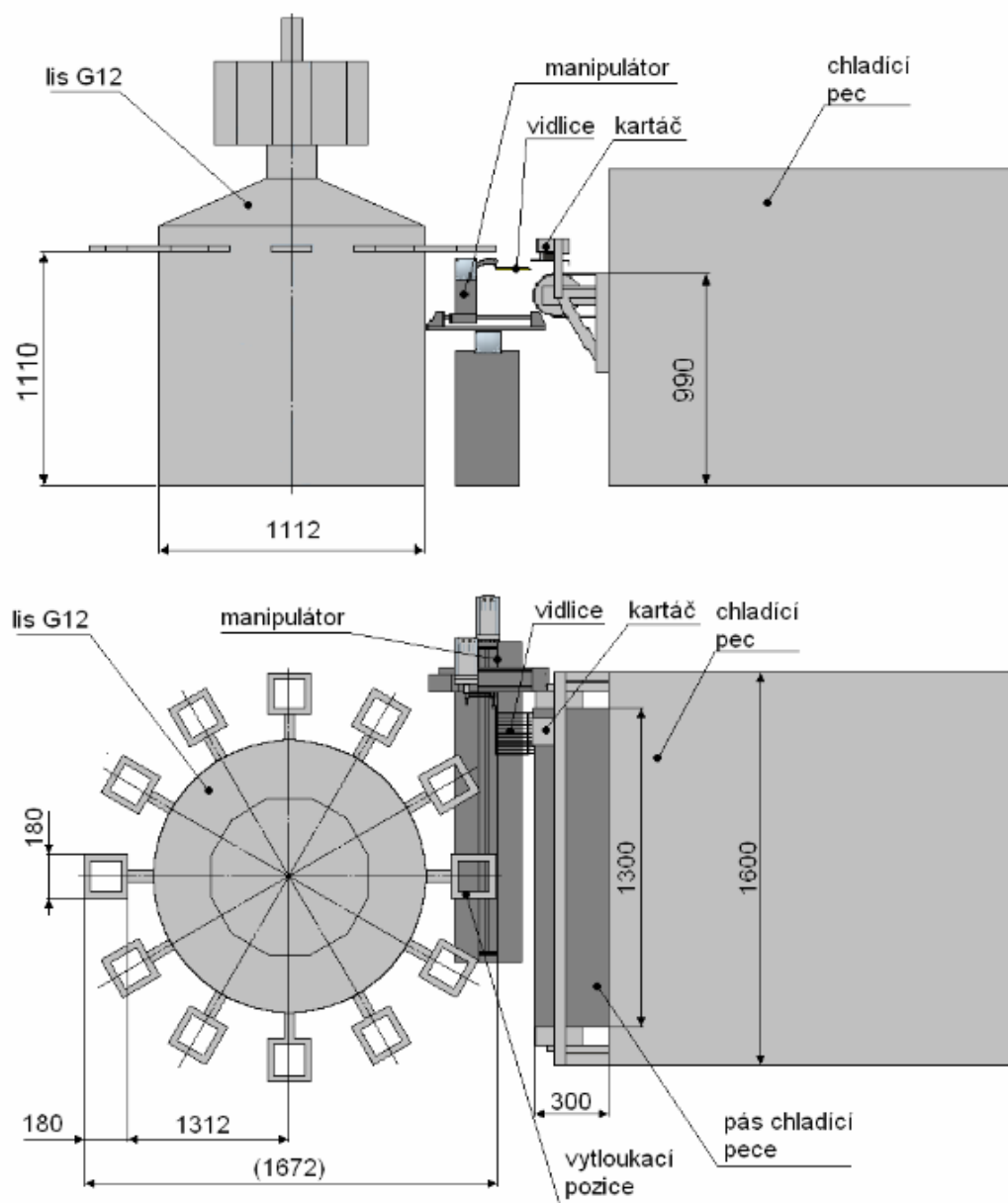
Současná manipulace se skleněnými výlisky v závodě 6 Preciosa a.s. je již několik let plně automatická. Změnou dispozičního uspořádání linky, kdy chladicí pásová pec bude umístěna tangenciálně vzhledem ke karuselovému lisu G12, vyžaduje změnit koncepci manipulačního zařízení.

1. 1 Prostorová situace

Ze sklářského tavícího agregátu (obr.1. 1) dopadá ustřižnutá kapka skloviny do lisovstříkové formy karuselového lisu G12, tam je stlačena a z ní jsou vylišovány výlisky. Při otáčení karuselu se výlisky chladí na vzduchu až do vytloukací pozice, kde jsou vytloukány a padají na vidlici manipulátoru, který je následně přepraví na pás chladicí pece (obr.1. 2).



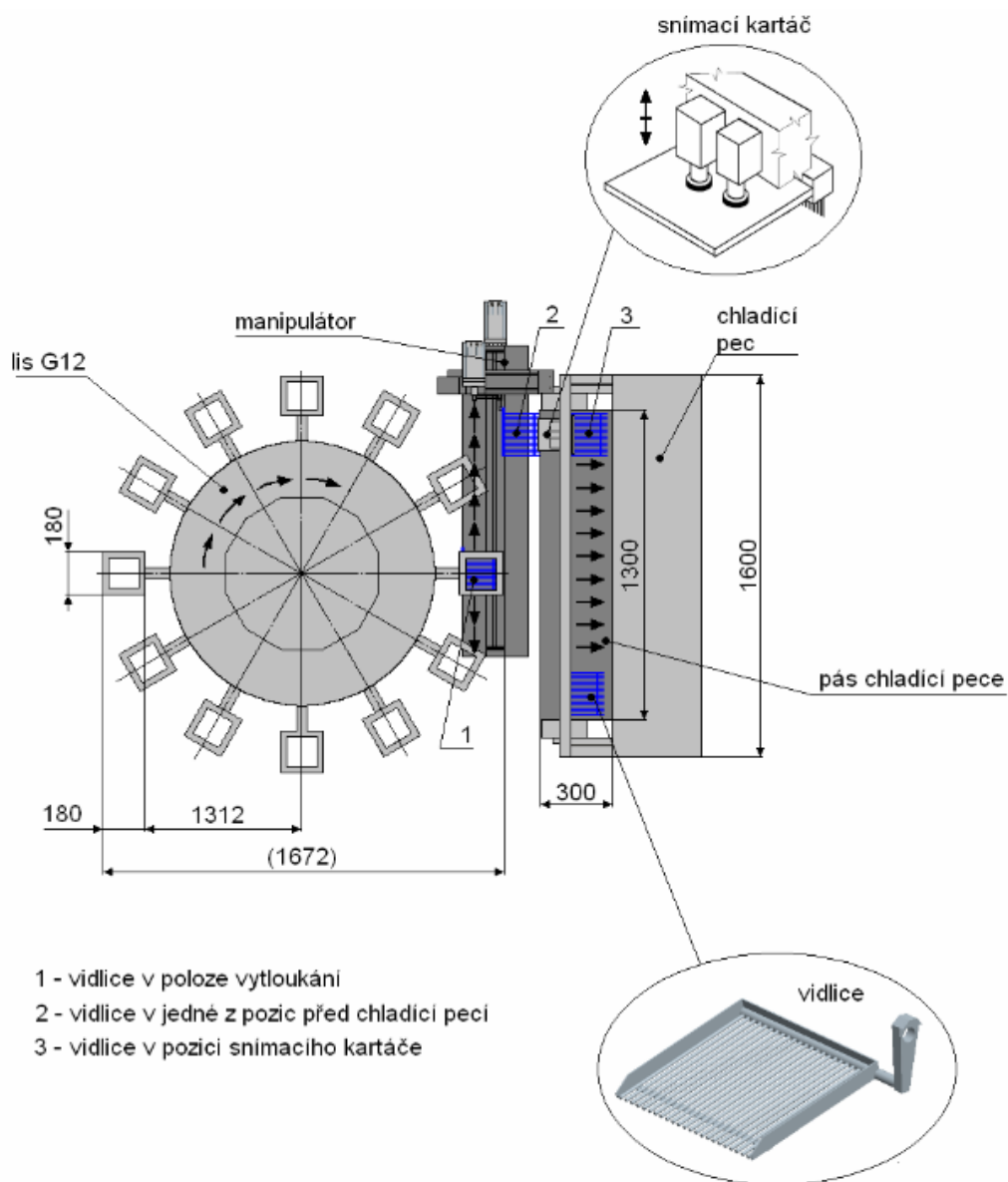
Obr. 1. 1 Současná dispozice výrobní linky



Obr. 1. 2 Současná prostorová situace (detail úseku Lis G12 – Manipulátor – Chladicí pec)

1. 2 Princip funkce manipulátoru

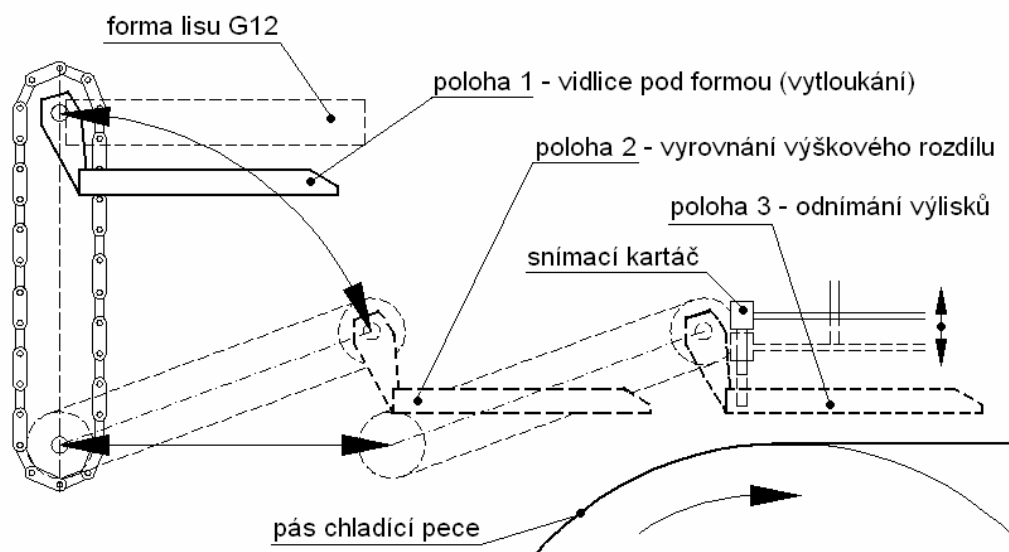
Výrobky (výlisky) jsou pomocí vytloukacího kladiva, umístěného na karuselovém lisu G12, vytloukány z formy lisu na vidlici manipulátoru (obr. 1. 3).



Obr. 1. 3 Současný stav - polohy vidlice manipulátoru (půdorys)

Poloha vidlice pod formou lisu kde dochází k vytloukání a následná poloha, tj. poloha kdy se manipulátor nastaví do roviny odnímání výlisků je vždy horizontální. Tato poloha je zajištěna řetězem (obr. 1. 4). Najetí do příslušných pozic chladicí pece je v závislosti na velikosti sortimentu dvojího druhu. Pro větší výlisky se zakládá do chladicí pece na chladicí pás do pěti pozic. Pro menší sortiment do devíti. Toto

rozdělování je zajištěno lineární jednotkou s kuličkovým šroubem. Další pozicí vidlice (manipulátoru) je dopředná poloha najetí k chladicí peci.



Obr. 1. 4 Současný stav - polohy vidlice manipulátoru (pohled ze strany)

V této pozici následuje krátké setrvání a odnímání výlisků. Odnímání je provedeno snímacím kartáčem (obr. 1. 3), který je umístěn na lineárním pojezdu na konzole připevněné k chladicí peci. Tento pojezd je synchronizován s pojezdem lineární jednotky manipulátoru dle počtu pozic zakládání do chladicí pece. Snímací kartáč je v příslušné době zasunut na konec vidlice a pohybem vidlice zpět jsou z ní sesunuty výlisky na pás chladicí pece, poté manipulátor vrací vidlici pod formu lisu kde dochází k dalšímu vytloukání a celý cyklus se opakuje.

1.3 Konstrukční řešení stávajícího manipulátoru

Rám manipulátoru nese pojezd pro najetí do devíti či pěti pozic chladicí pece (dle sortimentu), pojezd pro zasunutí a vysunutí vidlice při odnímání výlisků a mechanismus pro vyrovnání výškového rozdílu mezi formou karuselového lisu G12 a pásem chladicí pece. Pojezd pro najetí do pozic chladicí pece je lineární jednotka s kuličkovým šroubem ovládaná servomotorem. Pojezd pro odnímání výlisků je zajištěn lineární jednotkou ovládanou servomotorem. Mechanismus pro vyrovnání výškového rozdílu je zajištěn tvarovou vazbou řetězu. Obě výškové polohy jsou ovládány servomotorem.

1. 4 Vstupní podmínky

Nejdůležitější technologické a geometrické podmínky mající vliv na koncepci řešení.

Technologické podmínky:

Výlisky jsou vytloukány z formy karuselového lisu G12 na vidlici manipulátoru, která je v horizontální poloze. Opatření proti uvolnění výlisků z vidlice zajišťují tři bočnice, které vymezují prostor pro výlisky a zároveň brání vypadnutí výlisků.

Geometrické podmínky:

Rozměry jednotlivých výlisků se liší a pohybují se v určitém rozsahu, stejně jako počet kusů ve formě.

- rozměry výlisků: 10 – 75 mm,
- počet kusů ve formě: 4 – 80 ks (dle velikosti výlisků),
- hmotnost výlisků na ploše vidlice $m = 40 - 280$ g.

Dalšími vstupními podmínkami pro tvorbu nového manipulátoru jsou hlavní rozměry karuselového lisu G12 a chladicí pece, které jsou uvedeny na obrázcích 1. 2 a 1. 3. Jedná se hlavně o šířku pásu chladicí pece a na něm rozložení pozic pro zakládání, výšku na kterou bude zakládat manipulátor výlisky (výška pásu chladicí pece) a výšku z které bude manipulátor odebírat výlisky (výška formy karuselu G12 pod vytloukací pozicí).

Doba pracovního cyklu stroje G12 a tedy i manipulátoru je rovněž závislá na sortimentu:

- minimální počet taktů 7/min,
- maximální počet taktů 12/min,
- doba vytloukání 2,2 s.

1. 5 Možnosti odebírání:

Časová dispozice:

Na celkovou manipulaci jsou určující takty karuselového lisu G12. Pro větší sortiment je vymezen čas 8,6s, ze 7 taktů/min. S odečtením vytloukacího času 2,2s a setrvání vidlice při odnímání 0,1s činí čas pro manipulaci s výlisky a navrácení se zpět pod vytloukací pozici 6,3s. Pro menší sortiment je vymezen čas 2,7s.

1. 6 Hodnocení vlastností současného manipulátoru

Přednosti:

Jednoduchost

Nedostatky:

Možné znečištění pojezdů úlomky skla

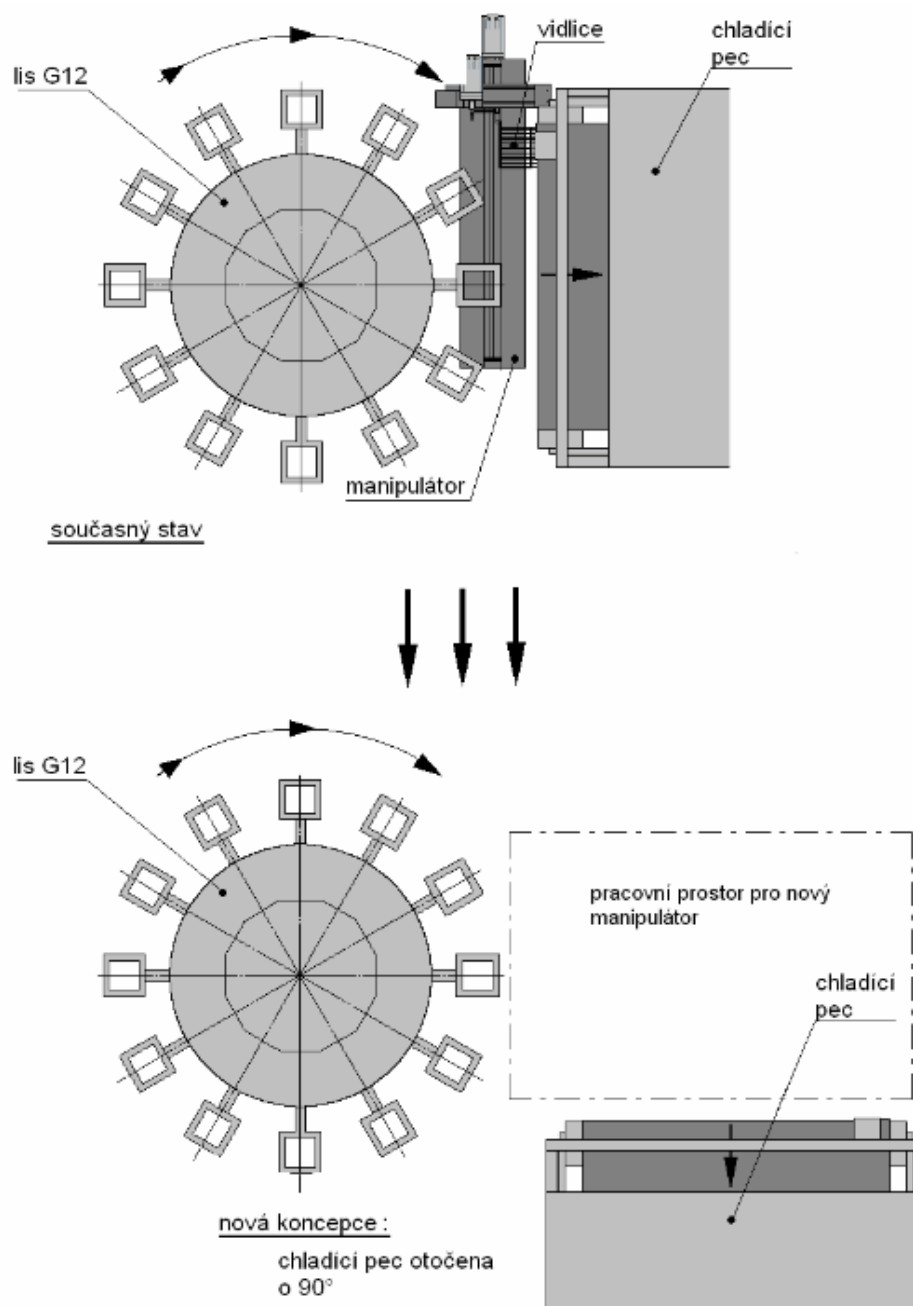
Přístupnost

Nutnost mazání řetězu

1. 7 Požadavky na nový manipulátor

Hlavním požadavkem je navrhnout manipulátor, který bude schopen zakládat výlisky do změněného umístění chladicí pece (obr. 1. 5)

Dále, podle velikosti sortimentu musí být manipulátor schopen dodržet manipulační čas, který je odvozen od rychlosti otáčení karuselového lisu G12 a doby vytloukání výlisků na vidlici manipulátoru, a rovněž musí, dle velikosti sortimentu, dodržet rozložení pozic na pásu chladicí pece. Dále jsou kladeny velké nároky na přesnost manipulace. Manipulátor by měl vycházet z jednoduché avšak spolehlivé konstrukce. V neposlední řadě je požadavek kladen na předpoklad investičních nákladů.



Obr. 1. 5 Změna dispozičního uspořádání chladicí pece

2. Alternativní návrh řešení manipulátoru

Alternativní návrhy řešení manipulátorů byly vytvořeny při respektování podmínek předpokládaného splnění požadavků na nový manipulátor.

V souladu s požadavkem na změnu dispozičního uspořádání chladicí pece (obr. 1. 5), bylo navrženo pět variant řešení. Z původní koncepce manipulace byly zachovány rozměry a tvar vidlice a mechanismus snímacího kartáče, který je umístěný na konzole chladicí pece, a to jak v současném provedení nebo se změnou tvaru kartáče. Místo současného snímání z konce vidlice zasunutím kartáče za výlisky, by mohl být použit kartáč plošný, který by zachovával rozmístění výlisků na vidlici při snímání a tudíž i na pásu chladicí pece. Nedocházelo by tím ke střetu mezi jednotlivými výlisky.

2. 1 Navržené varianty

Bylo navrženo pět koncepčně odlišných variant a pro některé z nich subvarianty uspořádání pohybového řetězce:

Varianta A Kartézský systém a čtyři varianty pro rotační pohyb

- a) Kartézský systém s jedním ramenem
- b) Kartézský systém s paralelogramem
- c) Kartézský systém s mechanismem s řetězem
- d) Kartézský systém s mechanismem s ozubeným řemenem

Varianta B Úprava současného manipulátoru

Varianta C Manipulátor s mechanismem s válcovou vačkou

Varianta D Manipulátor vytvořený kombinací variant A a C

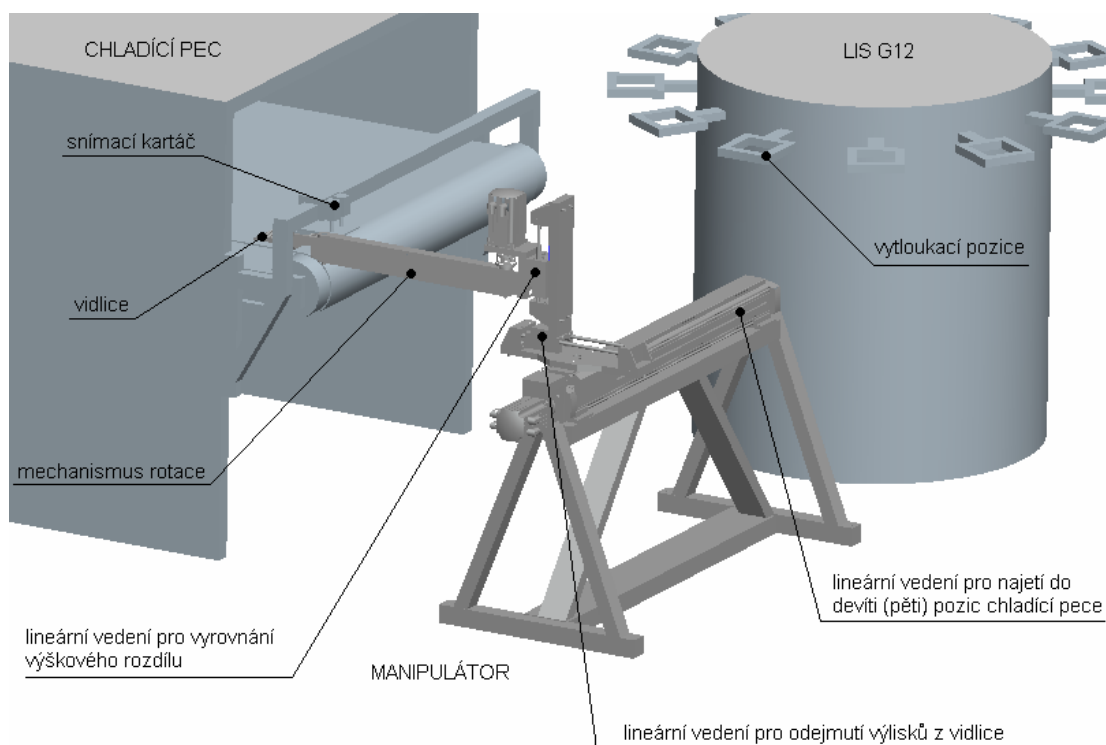
Varianta E Aplikace robotu typu SCARA

- a) SCARA na pojezdu
- b) SCARA na portálu

2. 2 Rozbor variant

2. 2. 1 Varianta A

Jedná se o mechanismus složený z tří lineárních vedení tvořící kartézský systém uložených na rámu. Na obr. 2. 1 je znázorněn manipulátor začleněný do uzlu Lis G12 – Manipulátor – Chladicí pec, v jedné z jeho poloh. Mechanismus rotace je naznačen pouze schematicky. (Nejde zde tedy ani o jednu z variant).



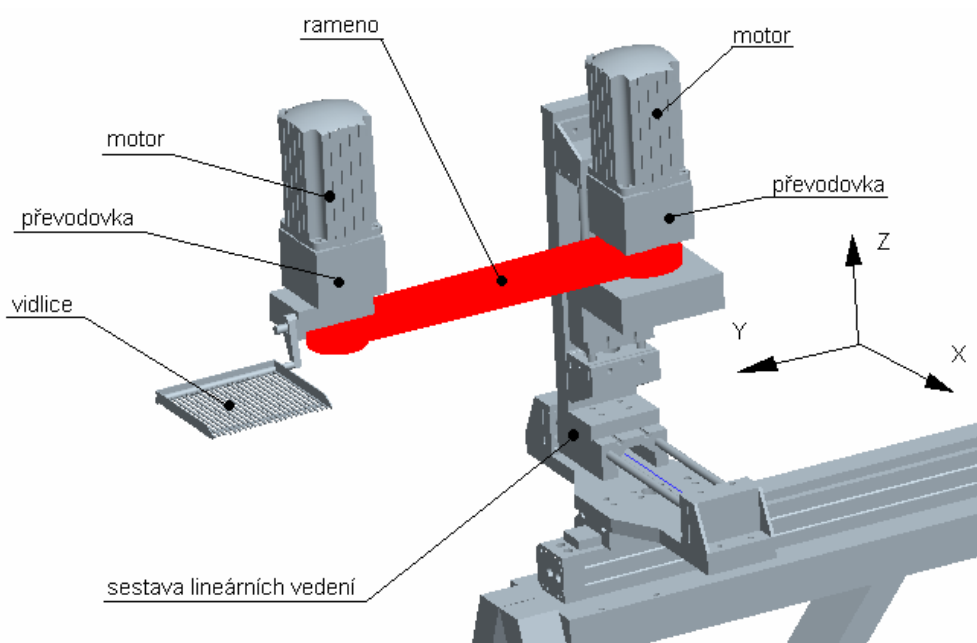
Obr. 2. 1 Varianta A – prostorová situace úseku Lis G12 – Manipulátor – Chlad. pec

Jednotlivá lineární vedení jsou použita pro najetí do devíti (pěti) pozic chladicí pece, další pro najetí pro odejmutí výlisků z vidlice a pro vyrovnání výškového rozdílu mezi formou karuselového lisu G12 a výškou pásu chladicí pece.

Na lineární jednotku je pro vyrovnání výškového rozdílu namontován mechanismus pro rotační pohyb, kde byly navrženy čtyři varianty tohoto mechanismu.

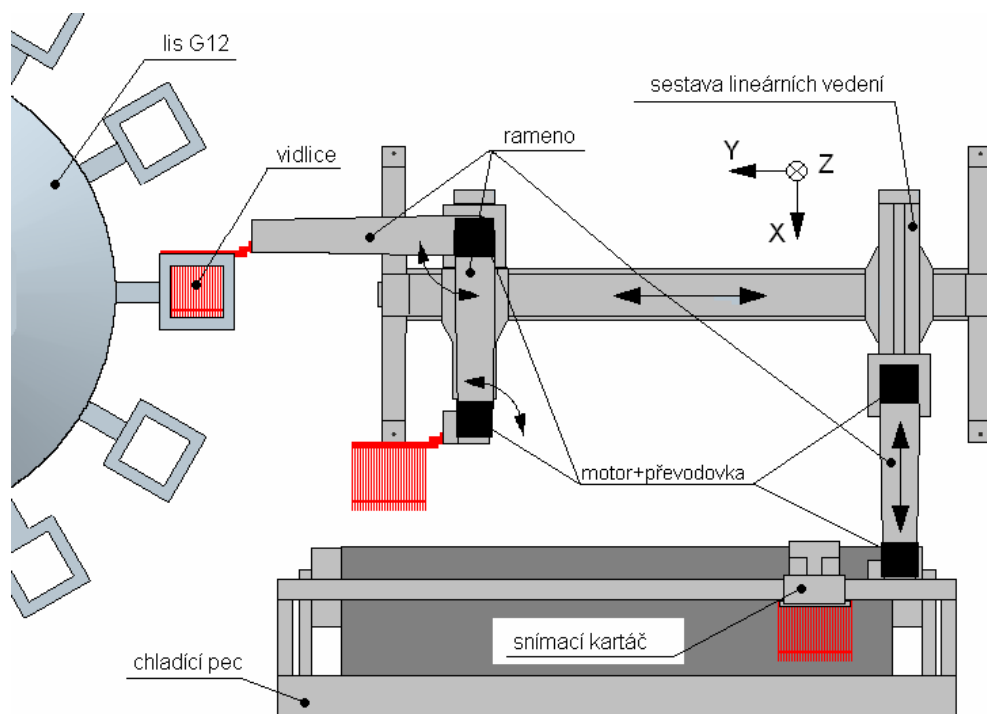
2. 2. 1. 1 Varianta Aa) Kartézský systém s jedním ramenem

V této variantě (obr. 2. 2) jsou na jednom rameni umístěny dvě rotační jednotky (motory). První pro rotaci od karuselového lisu G12 k pásu chladičí pece a druhá pro zajištění stále stejné polohy vidlice. Pohony jsou v této variantě řešeny elektrickými servomotory. Posuvy, na které bude umístěn tento mechanismus budou velice namáhány především klopnými momenty, díky hmotnosti obou servomotorů, což se projeví sníženou tuhostí celé soustavy. Pro dosažení vyhovující tuhosti bude nutné použít větších lineárních jednotek nebo dvojice lineárních jednotek umístěných paralelně.



Obr. 2. 2 Jedno rameno (3D pohled)

Výhodou tohoto mechanismu je jednoduchost konstrukce. Nevýhodami jsou již zmíněná potřeba dvou rotačních jednotek, jejich hmotnost a v neposlední řadě i umístění servomotoru pro zajištění polohy vidlice v místě s vysokou teplotou.

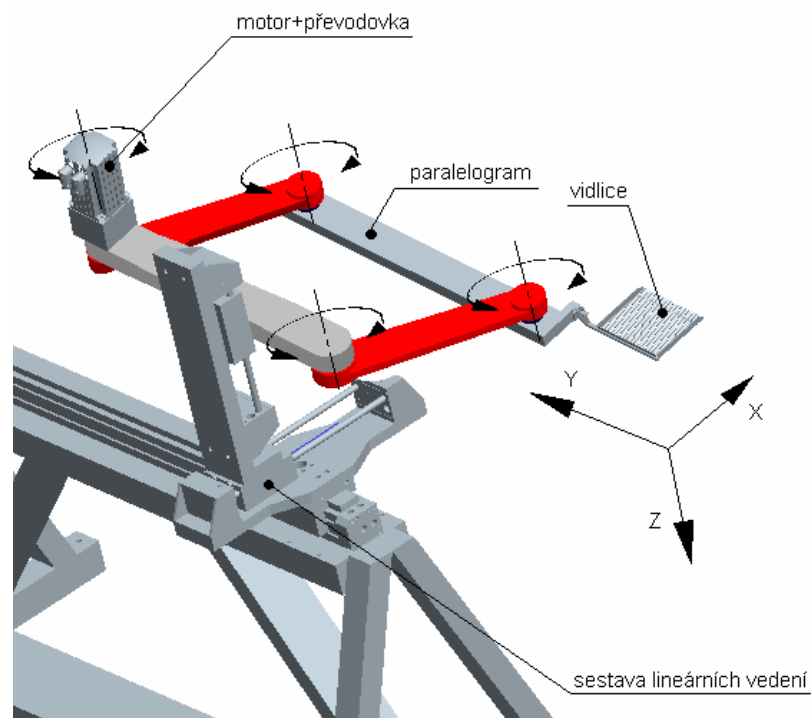


Obr. 2. 3 Jedno rameno – polohy vidlice (přodorys)

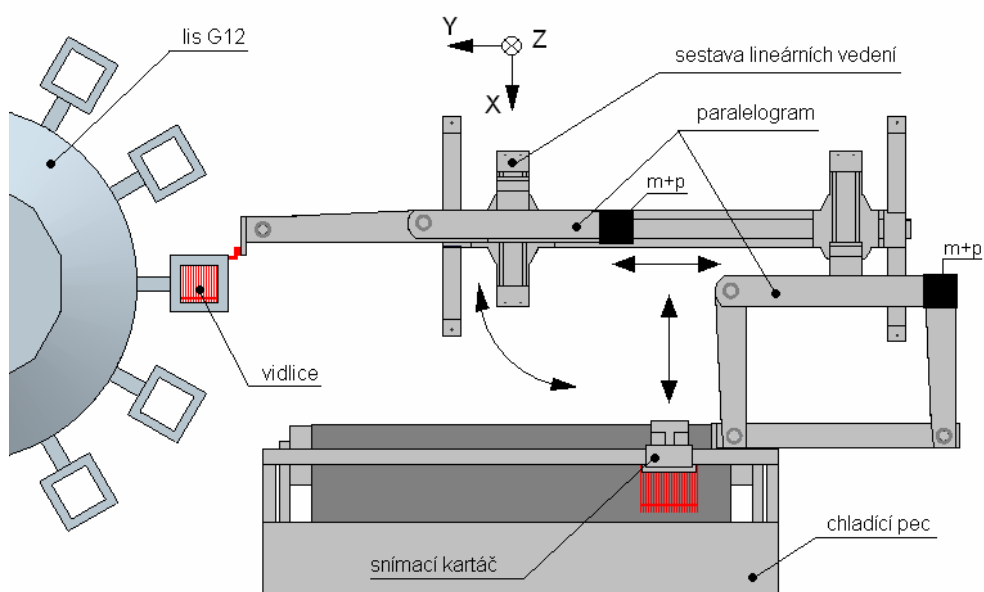
Na obrázku 2. 3 je znázorněno možné zařazení manipulátoru do uzlu lis G12 – Manipulátor – Chladicí pec. Jednotlivé pohyby manipulátoru jsou znázorněny pomocí šipek, nejprve rotace od formy lisu G12 se současnou rotací druhého motoru pro zachování polohy vidlice, následné vyrovnání výškového rozdílu (v ose Z), následné najetí do jedné z pozic chladicí pece (osa Y) a posledním pohybem je odejmutí výlisků z vidlice (osa X). Před posledním pohybem (osa X) je aktivován i snímací kartáč.

2. 2. 1. 2 Varianta Ab) Karzézký systém s paralelogramem

Tato varianta využívá mechanismu paralelogramu (obr. 2. 4). Na jednom z ramen paralelogramu je umístěna jedna rotační jednotka. Paralelogram pak sám zachovává stále stejnou polohu vidlice. Jako pohon zde byl opět volen servomotor. Vlastnosti paralelogramu jsou obdobné jako u varianty s jedním ramenem. Ušetřeno je na jedné rotační jednotce avšak hmotnost je srovnatelná díky robustnější konstrukci, tudíž zatížení působící na sestavu lineárních vedení budou opět značná. Navíc musí být dodržena rovnoběžnost obou ramen a brán zřetel na zvláštní polohu paralelogramu, kdy jsou všechny jeho části v jedné rovině (pod vytloukací pozicí).



Obr. 2. 4 Paralelogram (3D pohled)

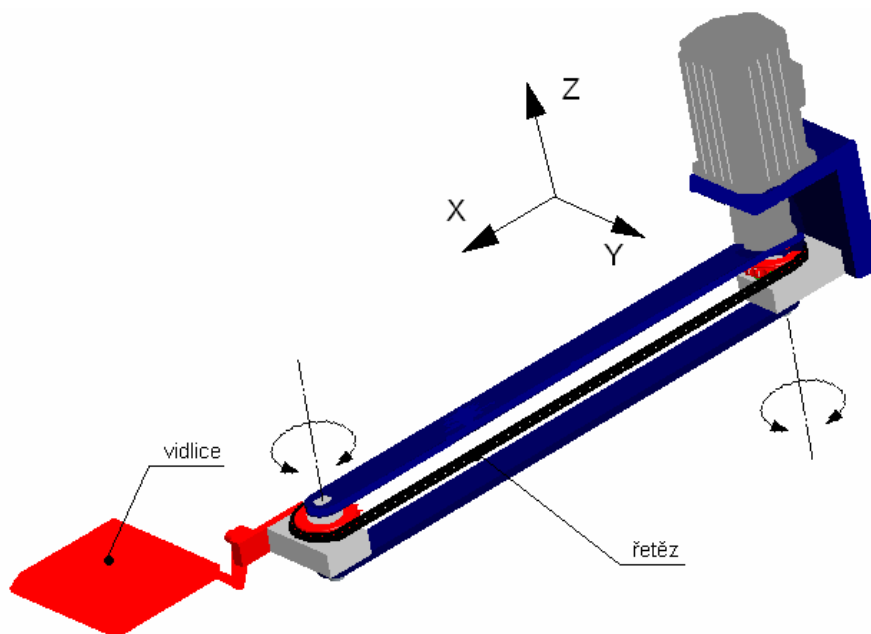


Obr. 2. 5 Paralelogram – polohy vidlice (půdorys)

Na obrázku 2. 5 je znázorněno možné včlenění manipulátoru s paralelogramem do uzlu lis G12 – Manipulátor – Chladicí pec. Jednotlivé pohyby jsou naznačeny šipkami a jsou totožné s pohyby u varianty s jedním ramenem.

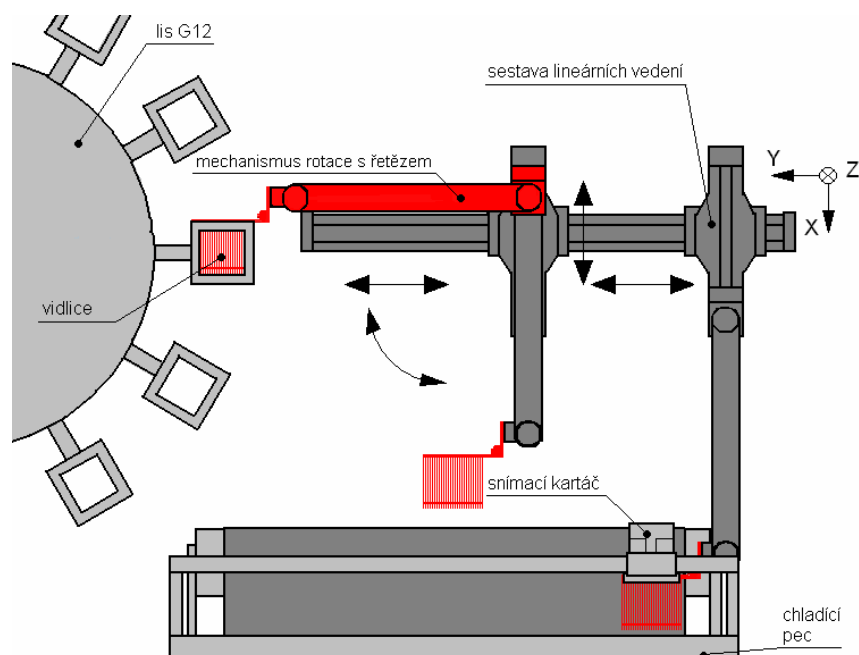
2. 2. 1. 3 Varianta Ac) Kartézský systém s mechanismem s řetězem

V této variantě je pro mechanismus rotace využit řetěz (obr. 2. 6). Tvarová vazba řetězu zajišťuje polohu vidlice směrem k chladicí peci. Mechanismus rotace je ovládán jednou rotační jednotkou. Jako pohon zde byl opět volen servomotor. Mechanismus rotace s řetězem byl navržen z důvodů použitelnosti řetězu při velké účinnosti a odolnosti při značných teplotách. Oproti předchozím variantám je mechanismus s řetězem lehčí. Nevýhodami je nutnost mazání řetězu a citlivost na přesnou montáž.



Obr. 2. 6 Mechanismus s řetězem (3D pohled)

Hlavním faktorem ovlivňujícím použití řetězu je jeho životnost, která je určena jeho odolností vůči opotřebení. Opotřebení je v první řadě závislé na tažné síle řetězu, otáčivých pohybech článků při pohybu přes řetězová kola, ploše kloubů, i na mazání a počtu oběhů řetězu. Řetězy dosahují uspokojivé životnosti pouze tehdy, když jsou řetězová kola souosá, je zajištěno dobré mazání, je možno donapnutí pro vyrovnání protažení řetězu a je zamezeno kmitání prázdné nebo zatížené větve nebo otáčivým kmitům celého pohonu.

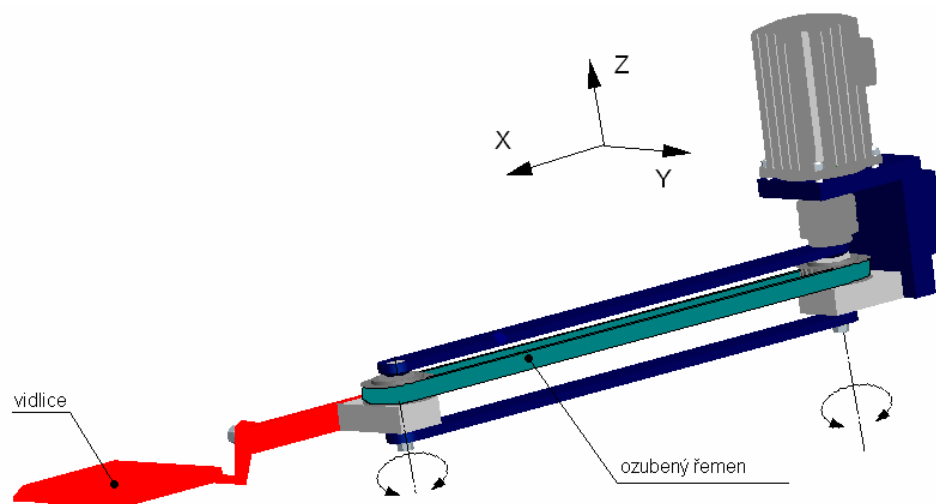


Obr. 2. 7 Mechanismus s řetězem - polohy vidlice (půdorys)

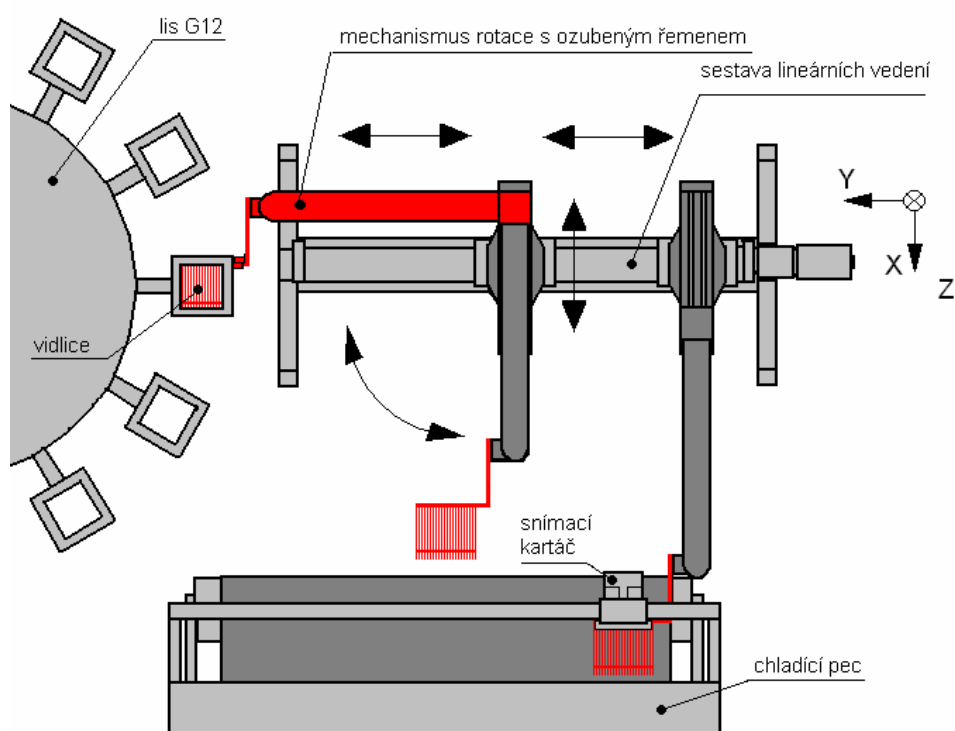
Na obrázku 2. 7 je naznačen tok výlisků od formy lisu G12 na pás chladicí pece. Rozměr ramene je uzpůsoben tak, aby manipulátor v pozici vytloukání byl přesně ve středu lineárního vedení s kuličkovým šroubem, a proto při zakládání do krajních pozic chladicí pece urazí stejnou vzdálenost na obě strany.

2. 2. 1. 4 Varianta Ad) Kartézský systém s mechanismem s ozubeným řemenem

Čtvrtý a zároveň poslední navržený mechanismus rotace, umístěný na sestavu lineárních jednotek tvořící kartézský systém, využívá tvarovou vazbu ozubeného řemenu (obr. 2. 8), který stejně jako řetěz zachovává polohu vidlice směrem k chladicí peci. Mechanismus rotace je ovládán jednou rotační jednotkou.



Obr. 2. 8 Mechanismus s ozubeným řemenem (3D pohled)



Obr. 2. 9 Mechanismu s ozubeným řemenem – polohy vidlice (půdorys)

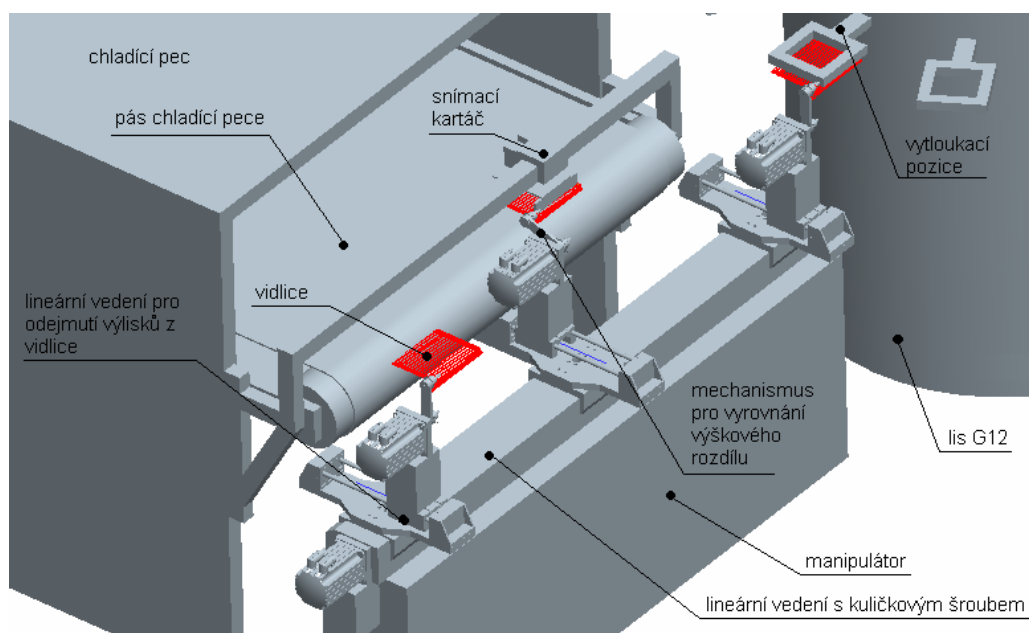
Obrázek 2. 9 znázorňuje manipulátor mezi karuselovým lisem G12 a chladicí pecí.

K výhodám mechanismu s ozubeným řemenem patří především dobré mechanické vlastnosti, konstantní míra stability, vysoká odolnost vůči oděru, nízké nároky na údržbu i vysoká pružnost. Navíc umožňuje velmi vysoké obvodové

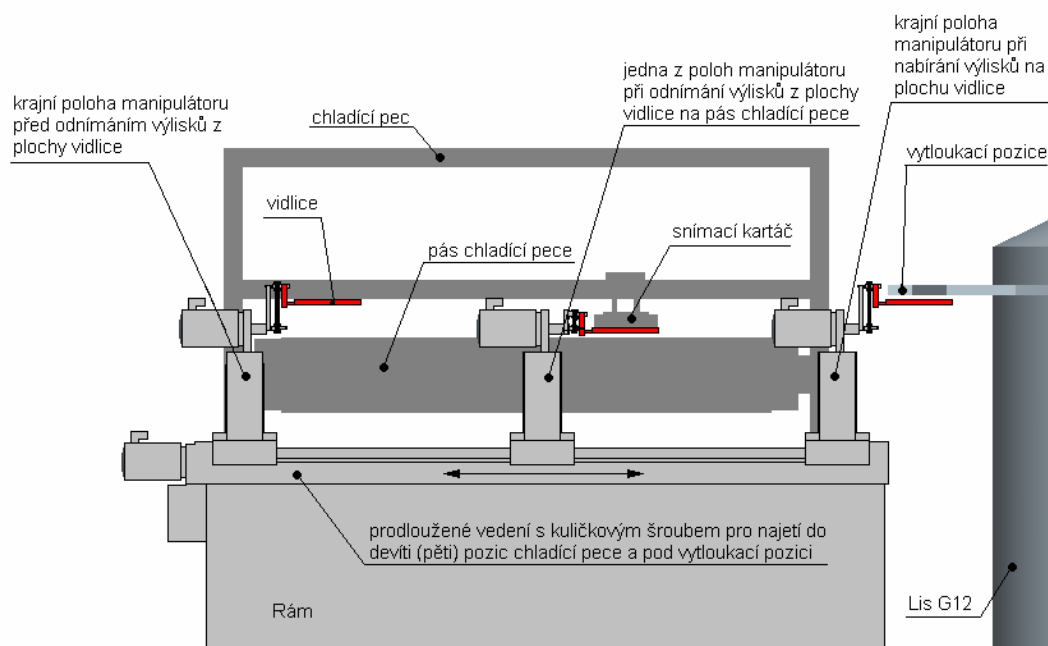
rychlosti. Teplotní odolnost se udává v rozmezí od -20°C do $+120^{\circ}\text{C}$. Ozubené řemeny jsou vyráběny z termostálého polyuretanu, polyamidu, neoprénu aj. Na vyztužení se používá kord, většinou ocelový nebo kevlarový. Pro speciální účely se vyrábějí řemeny s nerezovými kordy, nebo se skelným vláknem. Pro menší koeficient tření a větší ochranu polyuretanové části lze na řemeny nanést nylonový povlak. Často se používá tenká vrstva eleastomeru i pro ochranu povrchu řemenic.

2. 2. 2 Varianta B Úprava současného manipulátoru

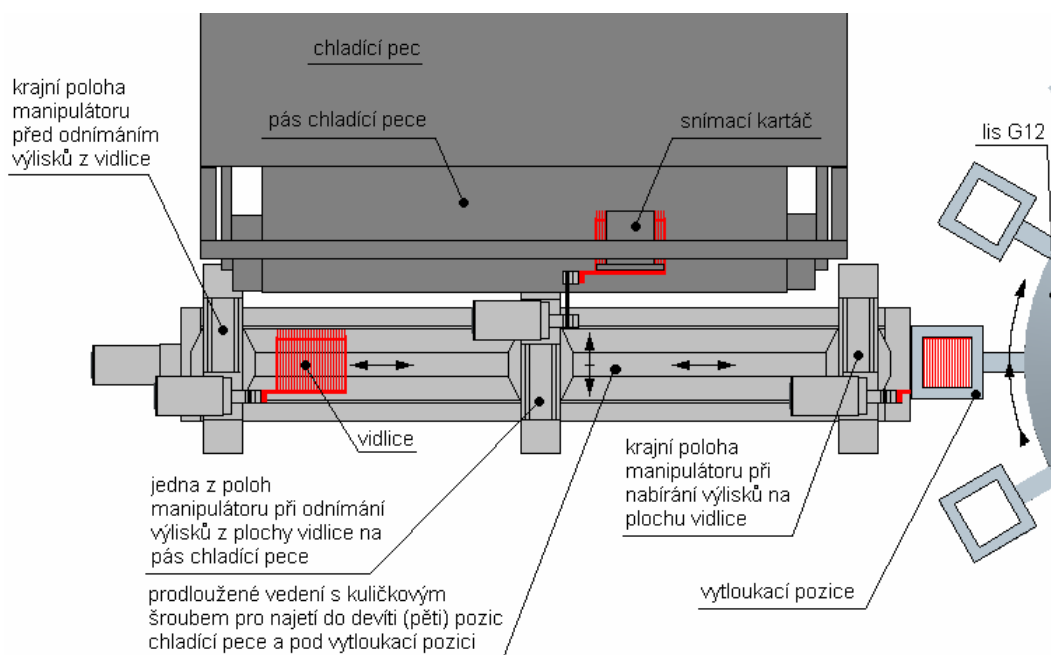
Jedná se o variantu zachování současného manipulátoru s úpravou délky lineárního vedení pro najetí do pozic chladicí pece. Touto úpravou se zachová současná podoba manipulátoru s tím, že nabírání výlisků bude v krajní poloze lineárního vedení s kuličkovým šroubem. Hlavní nevýhoda je, že se tím zvětší dráha ke vzdálenějším pozicím chladicí pece. Manipulátor bude nucen vždy najet do krajní polohy lineárního vedení s kuličkovým šroubem a poté do jedné z devíti či pěti pozic chladicí pece, dle sortimentu. Avšak musí dodržet manipulační čas.



Obr. 2. 10 Varianta B – prostorová situace úseku Lis G12 – Manipulátor – Chlad. pec



Obr. 2. 11 Manipulátor s prodlouženým vedením – polohy vidlice (bokorys)

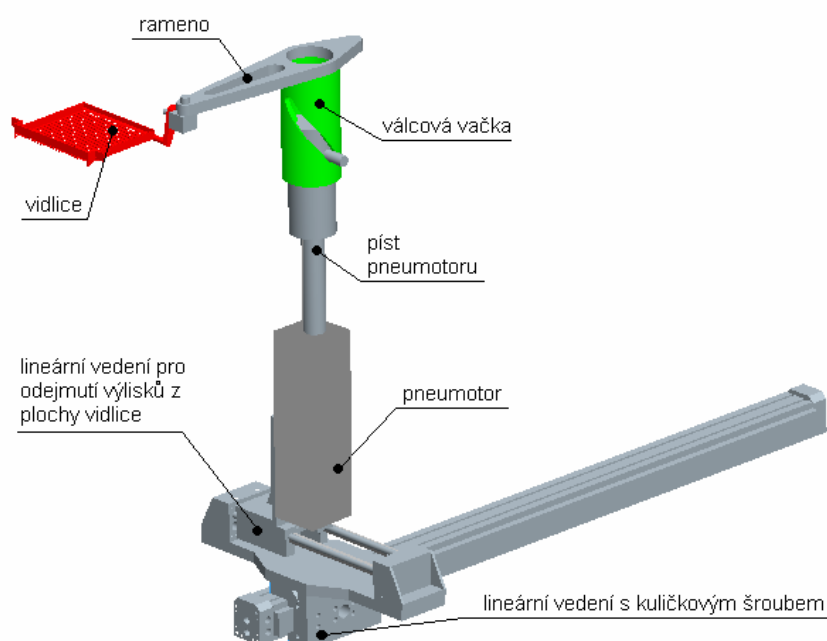


Obr. 2. 12 Manipulátor s prodlouženým vedením – polohy vidlice (půdorys)

2. 2. 3 Varianta C Manipulátor s mechanismem s válcovou vačkou

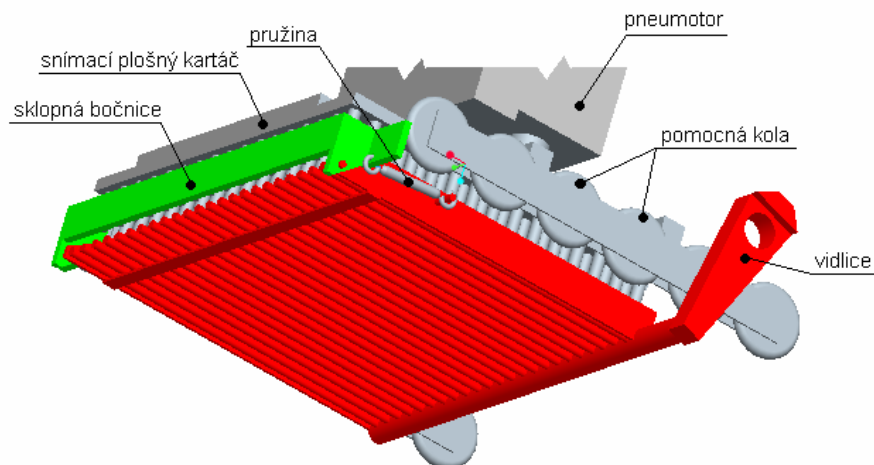
V této variantě je manipulátor složený z lineárního vedení s kuličkovým šroubem pro najetí do devíti (pěti) pozic chladicí pece. Toto vedení je umístěno na rám. Na lineární vedení s kuličkovým šroubem je připojeno další lineární vedení pro

dvě polohy vidlice a to pro odnímání výlisků z plochy vidlice. Na tomto vedení je umístěn mechanismus s válcovou vačkou pro rotaci od formy karuselového lisu G12 o 45° směrem k chladicí peci. Mechanismus s válcovou vačkou zajišťuje při rotaci o 45° i vyrovnání výškového rozdílu mezi výškou formy lisu G12 pod vytloukacím kladivem a výškou pásu chladicí pece. Rameno rotace je pevně spojeno s válcovou vačkou. Vačka je tvořena trubicí s drážkou, ve které se pohybuje píst pneumotoru mechanismu (obr. 2. 13).



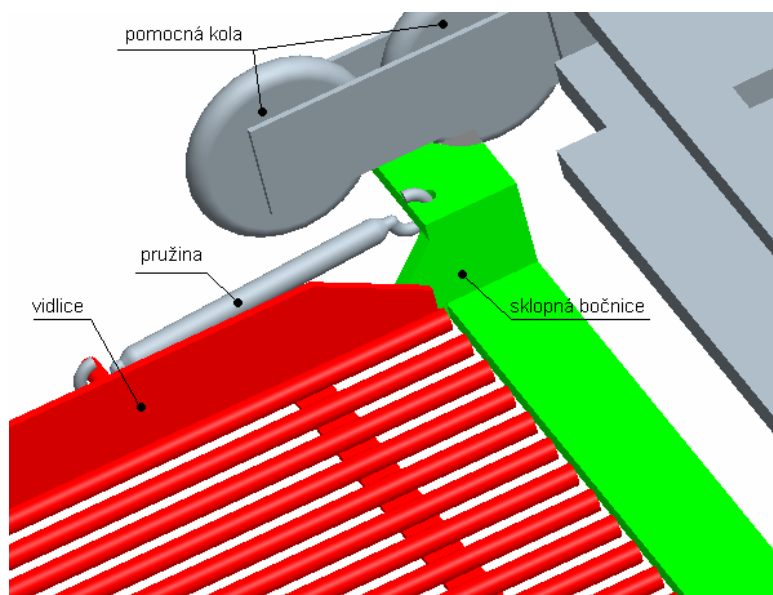
Obr. 2. 13 Manipulátor s mechanismem s válcovou vačkou (3D pohled)

Vyjetím pístu pneumotoru se válcová vačka otočí o 45° a zároveň se zvedne o potřebnou výšku. Protože je rameno mechanismu pevně spojeno s válcovou vačkou nemůže být vidlice stále ve stejné poloze pod vytloukací pozicí karuselového lisu G12 a nad pásem chladicí pece (jako tomu bylo u předchozích variant), proto byla vidlice upravena a doplněna o čtvrtou sklopnou bočnici (obr. 2. 14).



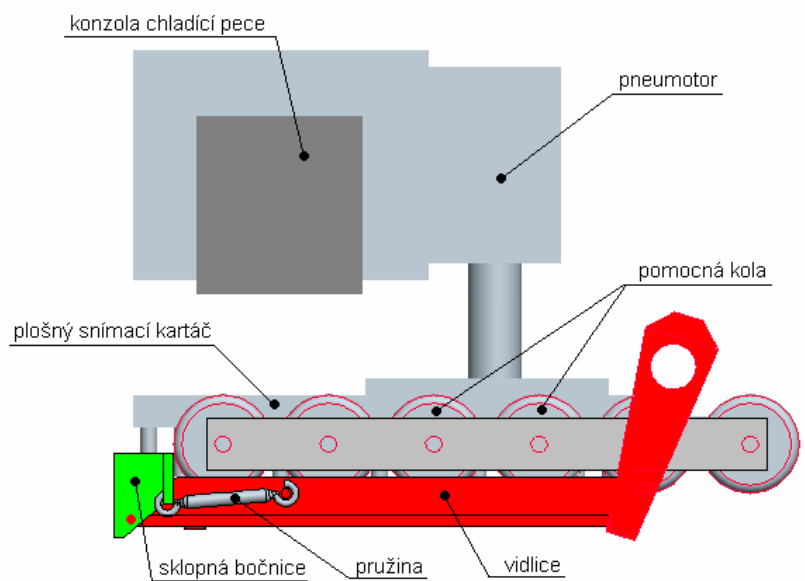
Obr. 2. 14 Detail úpravy vidlice se sklopnou bočnicí a snímacím kartáčem (3D pohled)

Sklápění bočnice je odvozeno od použitého lineárního vedení pro odnímání výlisků z plochy vidlice a použitím plošného snímacího kartáče na konzole chladičí pece. Při odnímání je sklápěcí bočnice držena zavřená párem pružin (obr. 2. 15).



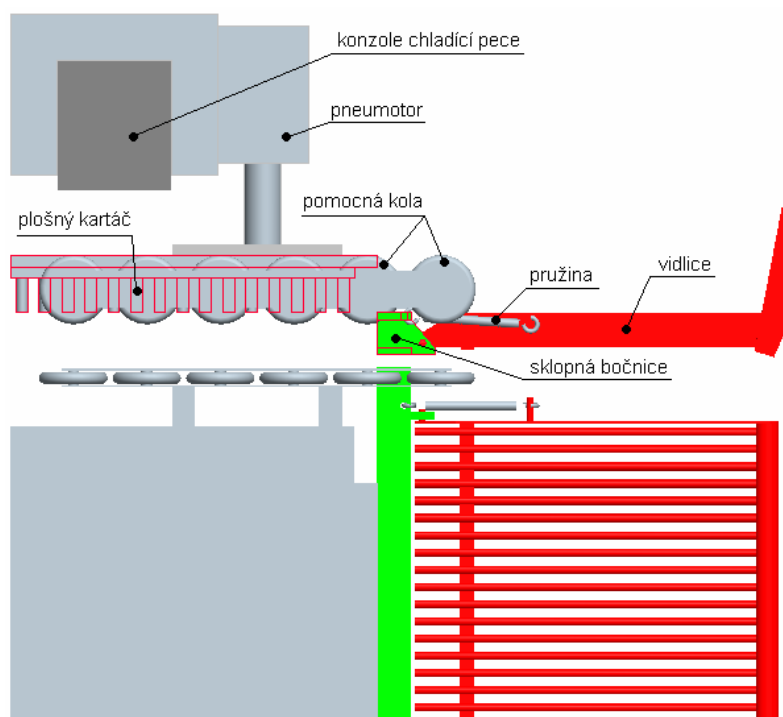
Obr. 2. 15 Detail části vidlice se sklopnou bočnicí a pružinou

V okamžiku zasunutí snímacího kartáče na plochu vidlice je čtvrtá bočnice stále držena párem pružin.(obr. 2. 16)



Obr. 2. 16 Mechanismus vyklápění sklopné bočnice (bokorys)

Při zpětném pohybu lineárního vedení pro odejmutí výlisků z plochy vidlice sklopí pomocná kola na snímacím kartáči čtvrtou bočnici a tím je umožněno odnámání výlisků (obr. 2. 17).

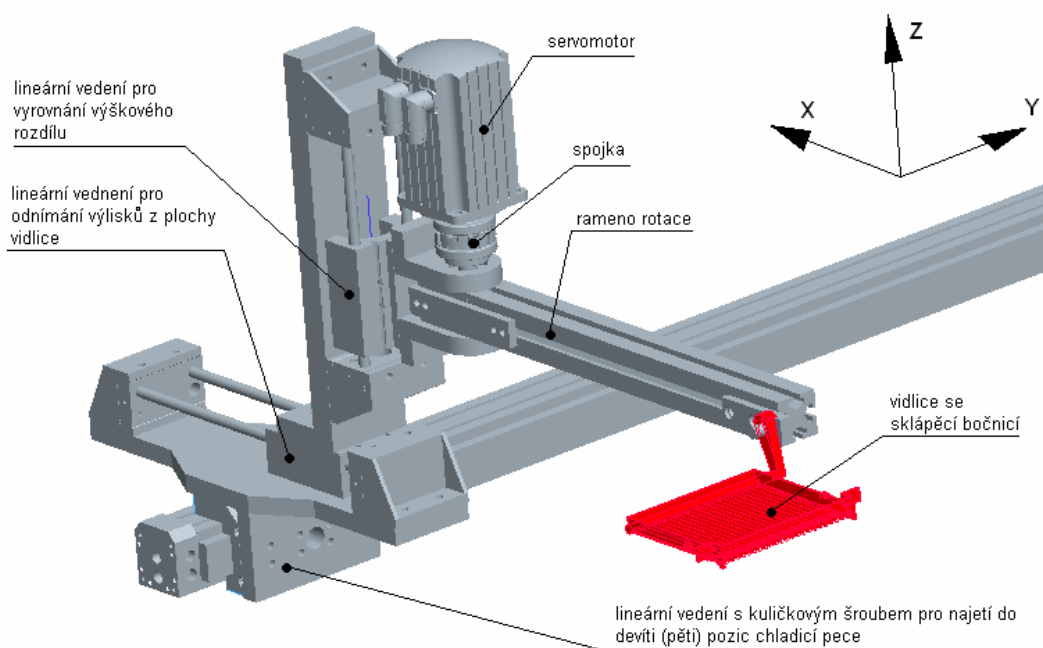


Obr. 2. 17 Mechanismus vyklápění sklopné bočnice

Pomocná kola na snímacím kartáči zajišťují, že všechny výlisky budou odejmuty z plochy vidlice ještě než pár pružin na vidlici vrátí sklopnou bočnici do uzavřené polohy.

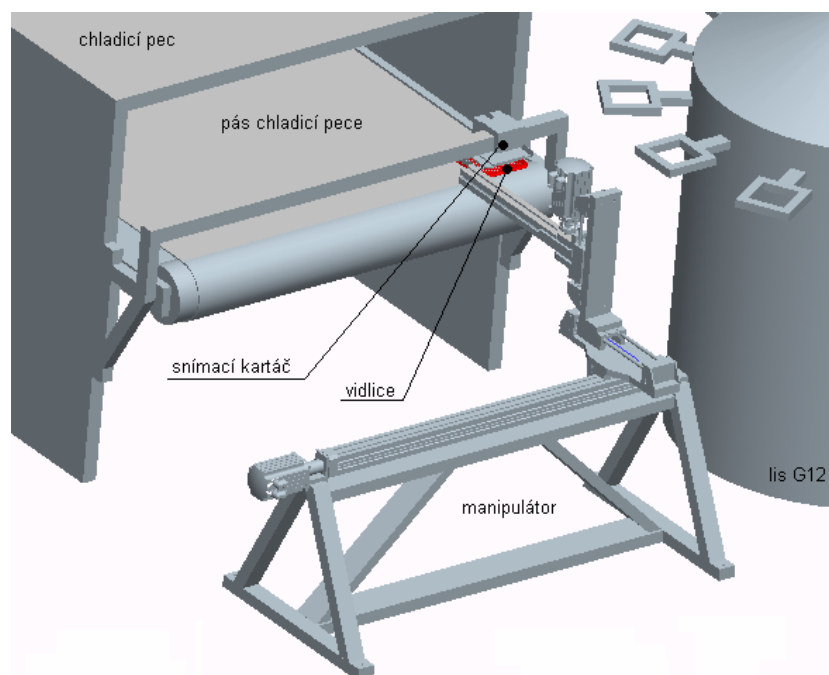
2. 2. 4 Varianta D Manipulátor vytvořený kombinací variant A a C

V této variantě je použit kartézský systém tvořený lineárními vedeními pro najetí do devíti (pěti) pozic chladicí pece, pro odejmutí výlisků z plochy vidlice a pro vyrovnání výškového rozdílu (obr.2. 18).



Obr. 2. 18 Varianta D – sestava pohybových jednotek (3D pohled)

Na vedení pro vyrovnání výškového rozdílu je umístěno rameno rotace ovládané servomotorem. Na konec ramene je připojena vidlice. Toto spojení je pevné, a proto se vidlice otáčí stejně jako rameno (totožně jako u varianty C). Proto je zde použit stejný mechanismus pro držení výlisků na ploše vidlice čtvrtou sklápěcí bočnicí se současným použitím plošného snímacího kartáče na konzole chladicí pece.

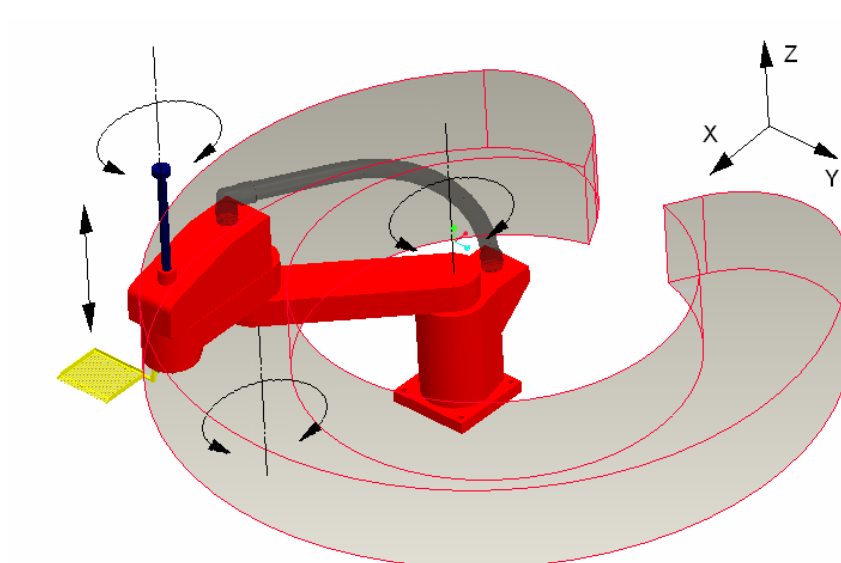


Obr. 2. 19 Varianta D - 3D pohled na Lis G12-Manipulátor-Chladicí pec

Na obrázku 2. 19 je znázorněna prostorová situace s karuselovým lisem G12 a chladicí pecí.

2. 2. 5 Varianta E Aplikace robotu typu SCARA

Zcela odlišnou koncepcí je použití průmyslového robota. Z cenového a technického hlediska se jeví jako optimální robot typu SCARA s kinematickým řetězcem RRTR (obr 2. 20).



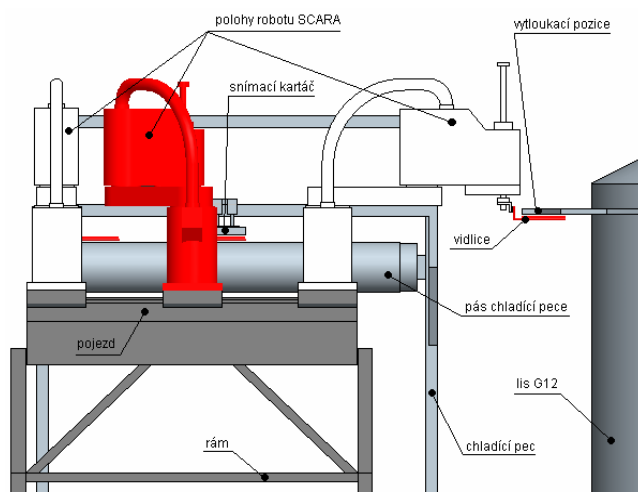
Obr. 2. 20 Robot typu SCARA - pracovní prostor (3D pohled)

Robot typu SCARA má polohovací ústrojí, které bylo speciálně vyvinuto pro aplikace v automatické montáži a je tvořeno kinematickým řetězcem RRT. Všechny pohybové osy jsou svislé a vzájemně rovnoběžné. Tato pohybová struktura mění orientaci objektu pouze natočením kolem osy Z a její plná kompenzace je možná připojením jediné rotační pohybové jednotky (struktura RRTR). Struktura je vhodná pro technologické účely s možností přesného polohování, běžně s přesností $\pm 0,025$ mm. Pohony jsou tvořeny elektrickými EC servopohony s dráhovým CNC řízením. Pracovní teplota většiny vyráběných robotů se pohybuje v rozsahu $0 - 40^\circ$, což vede k nutnosti připojit chladicí systém robota.

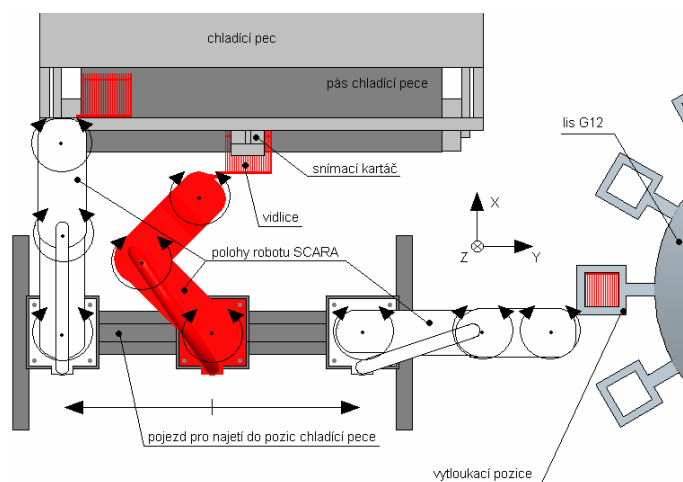
Aby robot pokryl celý prostor zakládání do chladicí pece i odebrání výlisků z vytloukací pozice karuselového lisu G12, musely by jeho rozměry být dostatečně velké, avšak s tím souvisí i jeho cena, proto byly navrženy dvě varianty s menšími roboty umístěnými na pojezdech, které pokrývají celý prostor zakládání do chladicí pece (šířku pásu chladicí pece).

2. 2. 5. 1 Varianta Ea) SCARA na pojezdu

Na obrázcích 2. 21 a 2. 22 je znázorněna aplikace robota typu SCARA s kinematickým řetězcem RRTR na pojezdu. Tento pojezd (lineární vedení), umožňující zakládání výlisků do devíti (pěti) pozic chladicí pece, je uložen na rámu. Ostatní potřebné pohyby vykonává robot sám. Robot SCARA zachovává polohu vidlice pod vytloukací pozicí karuselového lisu G12 ve stejné poloze v jaké jsou z ní snímány výlisky na pás chladicí pece.



Obr. 2. 21 Robot SCARA na pojezdu – polohy vidlice (bokorys)

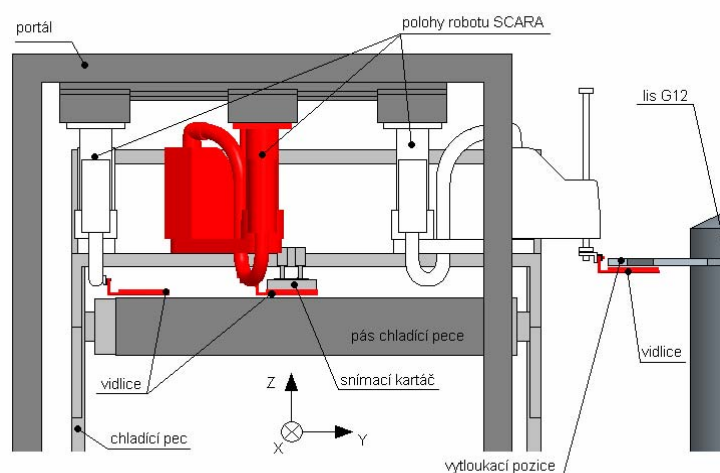


Obr. 2. 22 Robot SCARA na pojezdu – polohy vidlice (půdorys)

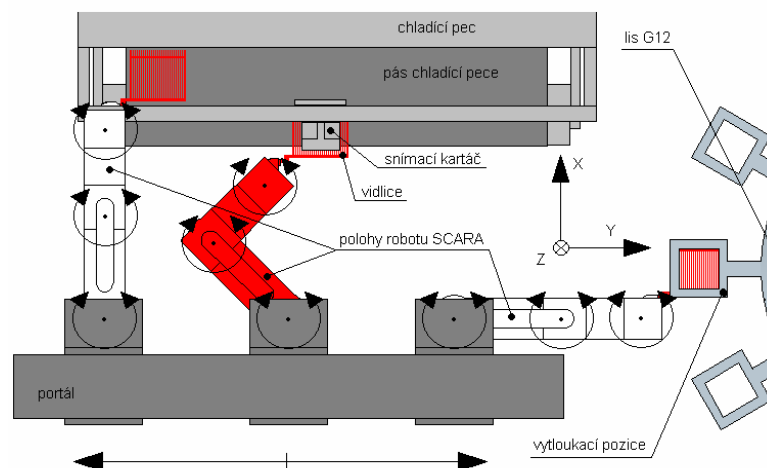
Je zde ukázána manipulace od formy karuselového lisu G12 na pás chladicí pece s využitím ponechaného tvaru a rozměru vidlice a snímacího kartáče na konzole chladicí pásové pece.

2. 2. 5. 2 Varianta Eb) SCARA na portálu

Na obrázcích 2. 23 a 2. 24 je znázorněna aplikace robotu typu SCARA s kinematickým řetězcem RRTR na portálu. Na portálu je umístěna lineární jednotka pro najetí do pěti (devíti) pozic chladicí pece. Na tuto jednotku je připojen robot SCARA. Vyrovnání výškového rozdílu, odejmutí výlisků z plochy vidlice i najíždění pod vyloukací pozici karuselového lisu G12 vykonává sám robot. Hlavní výhodou umístění na portálu je přístupnost k robotu.



Obr. 2. 23 Robot SCARA na portálu – (polohy vidlice bokorys)



Obr. 2. 24 Robot SCARA na portálu – (polohy vidlice půdorys)

Je zde ukázána manipulace od formy lisu G12 na pás chladicí pece s využitím ponechaného tvaru a rozměru vidlice a snímacího kartáče na konzole chladicí pece.

2. 3 Analýza variant

Nejvhodnější z uvedených variant, byla vybrána pomocí rozhodovací analýzy. Jedná se o metodu, která patří do kategorie metod heuristických. Účelně spojuje přednosti empirického a exaktního rozhodování. Rozhodovací analýza postihuje užité vlastnosti i zápory posuzovaných variant.

2. 3. 1 Kritéria výběru:

- 1) Teplotní odolnost
- 2) Spolehlivost
- 3) Celková hmotnost a příslušenství
- 4) Omezení pracovního prostoru
- 5) Investiční náklady

Posuzované varianty:

Varianta A Kartézský systém s mechanismem rotace

- a) kartézský systém s jedním ramenem
- b) kartézský systém s paralelogramem
- c) kartézský systém s mechanismem s řetězem
- d) kartézský systém s mechanismem s ozubeným řemenem

Varianta B Úprava současného manipulátoru

Varianta C Manipulátor s mechanismem s válcovou vačkou

Varianta D Manipulátor vytvořený kombinací variant A a C

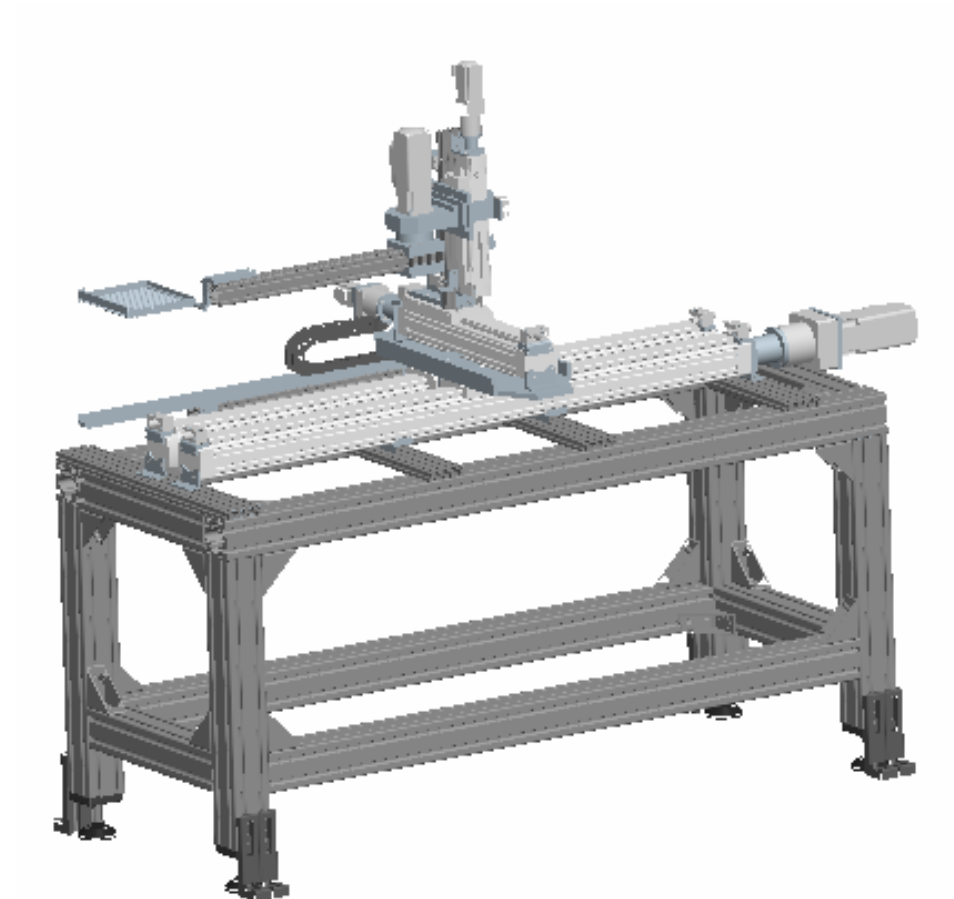
Varianta E Aplikace robotu typu SCARA

- a) SCARA na pojezdu
- b) SCARA na portálu

Párové srovnání kritérií				X	Aa	Ab	Ac	Ad	B	C	D	Ea	Eb																										
Kritérium	Počet voleb	Pořadí významnosti	Váha	Hodnota	Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota		Hodnota																										
				prostá	vážená	prostá	vážená	prostá	prostá	vážená	prostá	prostá	vážená	prostá																									
Spolehlivost	4	1	5	100	500	60	300	80	400	70	350	60	300	90	450																								
Teplotní odolnost	3	2	4	100	400	60	240	50	200	80	320	70	280	90	240																								
Celková hmotnost a příslušenství	1	4	2	100	200	40	80	80	160	80	160	70	120	50	100																								
Pracovního prostoru	0	5	1	100	100	80	80	90	90	40	40	80	80	50	50																								
Investiční náklady	2	3	3	100	300	50	150	70	210	80	240	70	150	70	210																								
Celkoem				1500	720	850	1060	1140	1110	930	1280	1120	1050																										
Užitnost (%)				48				57				71				76				74				62				85				75				70			
Pořadí alternativ				9				8				5				2				4				7				1				3				6			

2. 3. 3 Výběr varianty pro konstrukční řešení

Podle rozhodovací analýzy (tab.2.1) byla zvolena Varianta D. Konstruktivnímu zpracování zvolené varianty je podrobněji věnována následující kapitola.

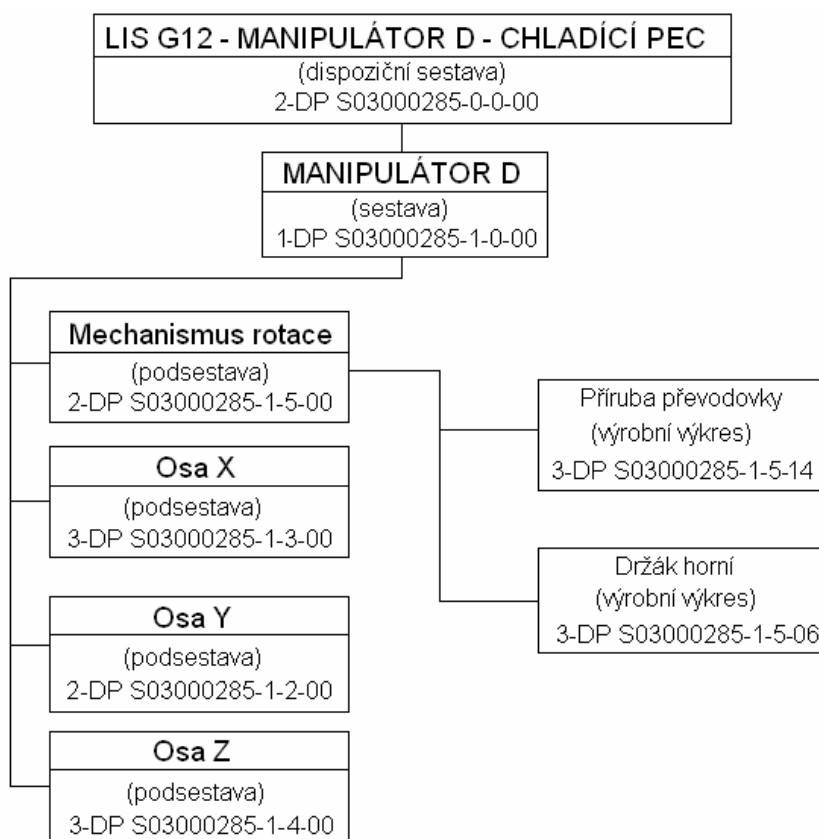


Obr. 2. 25 Varianta D – 3D pohled

3 Konstrukční řešení manipulačního zařízení

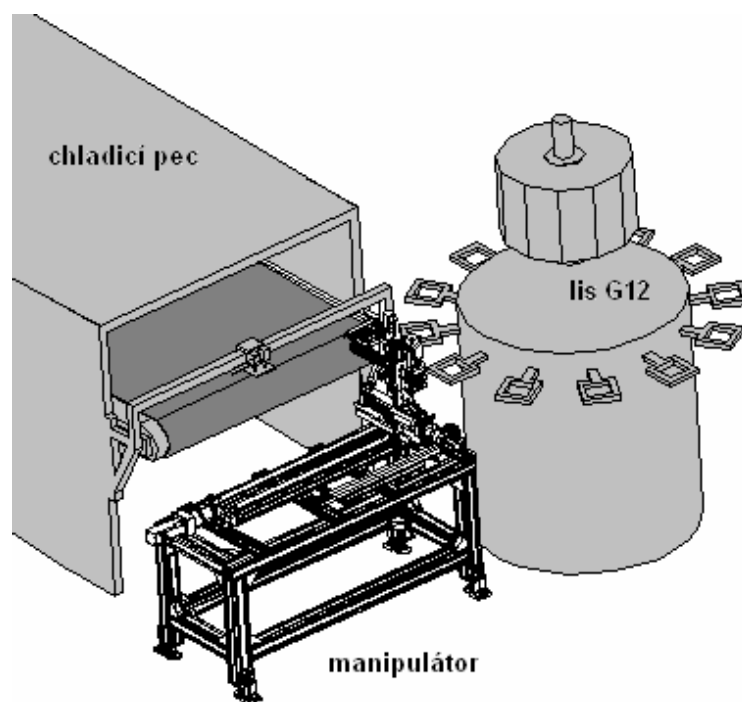
3. 1 Popis konstrukce

Pro vybranou variantu bylo provedeno konstrukční řešení, které je znázorněno ve výkresové dokumentaci formou sestavných a podsestavných výkresů. Byly provedeny konstrukční výpočty na základě všech požadavků na nové řešení manipulačního zařízení. Na obr. 3. 1 je znázorněno schéma členění přiložené výkresové dokumentace, z kterého jsou vidět vazby mezi jednotlivými výkresy a jejich značení.



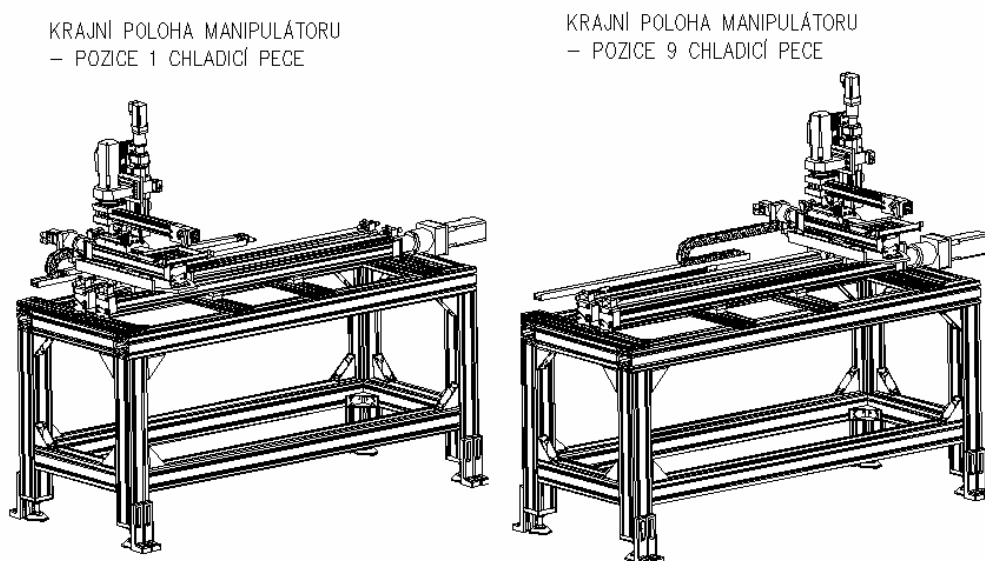
Obr. 3. 1 Přehled výrobní dokumentace

Konstrukce nového manipulačního zařízení vychází z dispozičního uspořádání karuselového lisu G12 a chladičí pásové pece, jež byla umístěna tangenciálně vzhledem k toku výlisků od karuselového lisu, jak již bylo zmíněno v kapitole 1. 7. Obr. 3. 2 zobrazuje včlenění nového manipulačního zařízení mezi karuselový lis G12 a chladičí pec.



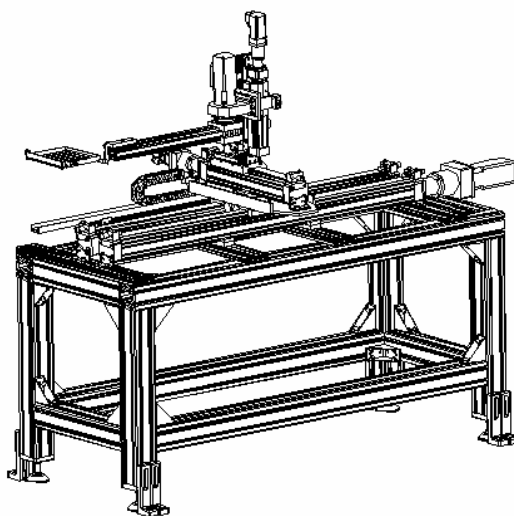
Obr. 3. 2 3D pohled na dispozici G12 – Manipulátor – Chl. pec

Samotný manipulátor je pak smontován z pohybových os určujících zdvihy jednotlivých pohybů manipulačního zařízení. Pohybová osa Y vykonává pohyb pro najetí do devíti (pěti) pozic chladicí pece. Pohybová osa X, která je připevněna na osu Y zajišťuje odnímání výlisků z plochy vidlice. Třetí osa, osa Z, vyrovnává výškový rozdíl mezi výškou vytloukací pozice karuselového lisu G12 a výškou pásu chladicí pece. Na koncový člen pohybové osy Z byl přidělán mechanismus rotace.



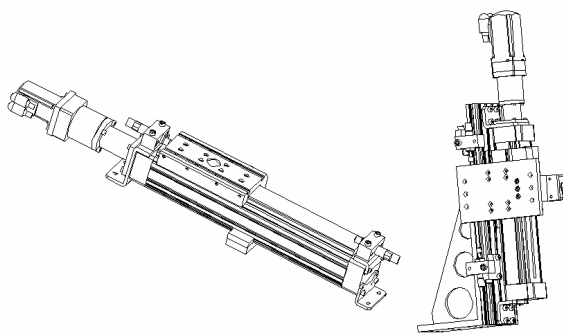
Obr. 3. 3 Krajní polohy manipulátoru před chladicí pecí

STŘEDNÍ POLOHA MANIPULÁTORU
– PŘI VYTLOUKÁNÍ VÝLISKŮ

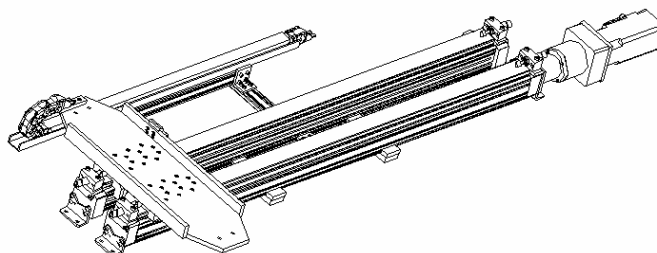


Obr. 3. 4 Střední poloha manipulátoru při vytloukání výlisků

Na obrázku 3. 3 jsou vidět krajní polohy manipulátoru, a to krajní polohy pro dvě krajní pozice chladicí pece. Na obrázku 3. 4 je manipulátor ve střední poloze, při které dochází k vytloukání výlisků na plochu vidlice. Sestava pohybových os s mechanismem rotace je připevněna na rám. Každá pohybová osa je vybavena krajními dorazy a snímači pohybu. Pohybové osy jsou vidět na obrázku 3. 5 a 3.6.



Obr. 3. 5 Pohybové osy X a Z



Obr. 3. 6 Pohybová osa Y

3. 2 Konstrukční výpočty

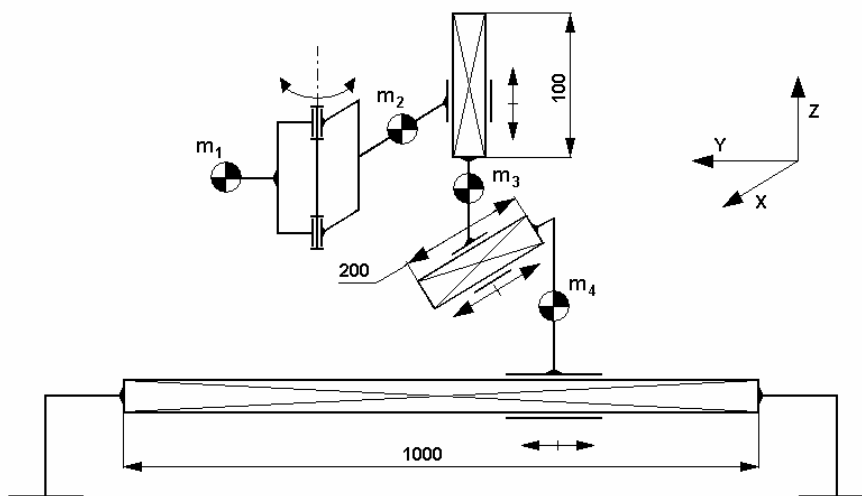
Výchozím místem celé manipulace je základní poloha manipulátoru pod vytloukáací pozicí lisu G12. Pozice, kde jsou vytloukány výlisky na plochu vidlice po poslední fázi procesu tvarování výlisků. Uložení výlisků na vidlici manipulátoru je náhodné, jelikož jsou na ni vytloukány z výšky 30mm. Tento způsob je z hlediska technologie výroby vyhovující, jelikož zachovává požadovaný finální tvar výrobků. Vidlice byla z původní konstrukce z části upravena. Zatížení vidlice není značné jelikož hmotnost výlisků se pohybuje v rozmezí 40 – 280 g.

Pro bezpečný přenos je nutné spočítat zatěžující parametry na manipulátor a na základě vypočtených hodnot zvolit vhodné manipulační prvky.

Návrh mechanismu nového manipulátoru byl proveden v těchto krocích:

- 1) stanovení kinematických rozměrů s rozložením hmot pohyblivých částí
- 2) návrh pracovního cyklu s největším zatížením mechanismu
- 3) úseky pracovního cyklu
- 4) časový průběh manipulace
- 5) dynamické účinky
- 6) návrh pohonů
- 7) návrh rámu

3. 2. 1 Stanovení geometrických rozměrů s rozložením hmot pohyblivých částí



Obr. 3. 7 Kinematické schéma manipulátoru s rozložením pohybujících se hmot

Předběžný návrh zatížení:

- $m_1 = 1\text{kg}$... hmotnost vidlice s výlisky,
- $m_2 = 10\text{kg}$... hmotnost rotační jednotky s příslušenstvím + m_1 ,
- $m_3 = 20\text{kg}$... hmotnost posuvné jednotky v ose Z s příslušenstvím + m_2 ,
- $m_4 = 35\text{kg}$... hmotnost posuvné jednotky v ose X s příslušenstvím + m_3 .

3. 2. 2 Návrh pracovního cyklu s největším zatížením mechanismu

Mechanismus manipulátoru bude nejvíce namáhán při cyklech s vysokými rychlostmi a krátkou dobou cyklu (krátká doba cyklu vyžaduje vysoká zrychlení).

S ohledem na požadované parametry manipulátoru byly pro navrhovaný cyklus stanoveny následující hodnoty:

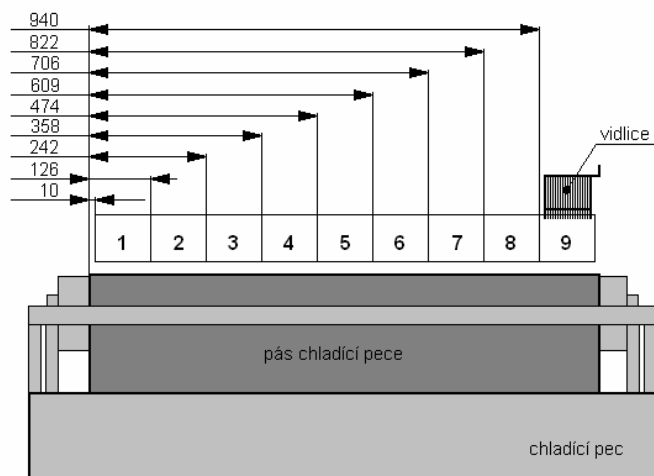
- počet cyklů $n_c = 12$ cyklů/min,
- doba cyklu $t_c = 2,8\text{s}$.

3. 2. 3 Úseky pracovního cyklu

Pohyb vidlice v každém pracovním cyklu manipulátoru je rozdělen na následující úseky:

1. rotace od formy lisu G12 o 90°
2. translace v ose Z (vyrovnání výškového rozdílu mezi G12 a chladicí pecí)
3. translace v ose Y (pojezd určující jednu z devíti (pěti) pozic chlad. pece)
4. translace v ose X (najezení do pozice odnávání výlisků)
5. krátké setrvání pro odejmutí výlisků z plochy vidlice
6. translace v ose X (návrat z pozice odnávání výlisků)
7. translace v ose Y (návrat do střední pozice)
8. translace v ose Z (návrat do výškové úrovně vytloukací pozice lisu G12)
9. rotace zpět pod formu lisu G12

Natočení resp. zdvih v osách X a Z jsou konstantní hodnoty. Zdvih v ose Y je proměnná hodnota, která závisí na velikosti sortimentu, a tudíž na umístění na pásu chladicí pece. Menší sortiment se zakládá do devíti pozic, u většího sortimentu se vynechává sudá pozice a zakládá se tedy do pěti pozic (obr. 3. 8).

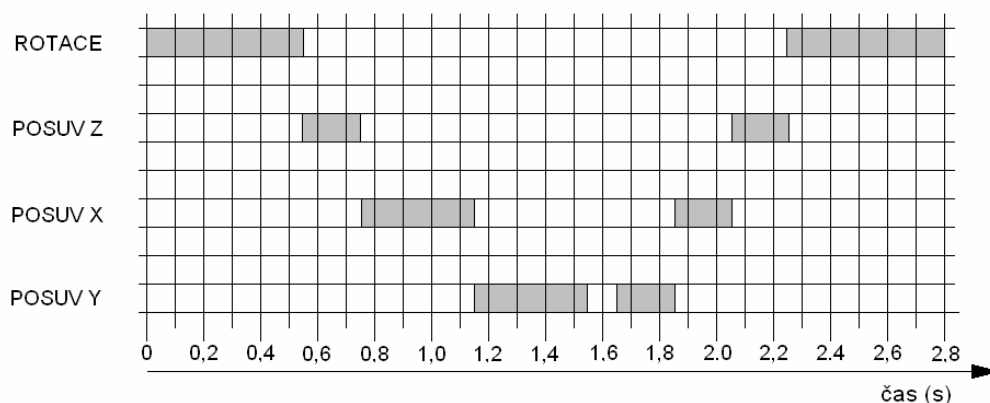


Obr. 3. 8 Rozmístění pozic na pásu chladicí pece

Na obrázku 3. 8 jsou znázorněné pozice zakládání výlisků na pás chladicí pece. Hodnoty vzdáleností jednotlivých pozic jsou převzaty ze současného stavu zakládání ze závodu 6, firmy Preciosa a.s.

3. 2. 4 Časový průběh manipulace

Časový průběh manipulace je rozdílný na základě změny sortimentu výrobků. Při konstrukčním řešení je bráno v úvahu nejméně příznivé řešení, a to při najíždění do krajních pozic chladicí pece za kratší čas.



Obr. 3. 9 Časový průběh manipulace

Během manipulace koná vidlice s výlisky čtyři druhy pohybu:

a) Rotační pohyb

Doba rotace $t_r = 0,55 \text{ s}$

Doba rozběhu $t_{Rr} = 0,1 \text{ s}$

doba brždění $t_{Br} = 0,1 \text{ s}$

úhel rozběhu (brždění) $\varphi_r = \pi/12$

$$\omega_{r \max} = \frac{2\varphi_r}{t_{RX}} = 5,235 \text{ rad/s}^1 \quad \dots\dots\dots \text{max. úhlová rychlost} \quad (1)$$

$$\omega_{r \max} = 2 \cdot \pi \cdot n_r \Rightarrow n_r = \frac{\omega_{r \max}}{2 \cdot \pi} = 0,833 \text{ s}^{-1} = 49,99 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2)$$

.....otáčky rotace

$$\varepsilon_{r \max} = \frac{\omega_{r \max}}{t_{Rr}} = 52,35 \text{ rad/s}^2 \quad \dots\dots\dots \text{max. úhlové zrychlení} \quad (3)$$

b) Translační pohyb v ose Z

doba rozběhu $t_{RZ} = 0,1 \text{ s}$

doba brždění $t_{BZ} = 0,1 \text{ s}$

požadovaná rychlost zdvihu $v_Z = 0,5 \text{ m/s}$

$$a_{Z \max} = \frac{v_Z}{t_{RZ}} = 5 \text{ m/s}^2 \quad \dots\dots\dots \text{max. zrychlení v ose Z} \quad (4)$$

c) Translační pohyb v ose Y

doba rozběhu $t_{RY} = 0,2 \text{ s}$

doba brždění $t_{BY} = 0,2 \text{ s}$

požadovaná rychlost zdvihu $v_Y = 1 \text{ m/s}$

$$a_{Y \max} = \frac{v_Y}{t_{RY}} = 5 \text{ m/s}^2 \quad \dots\dots\dots \text{max. zrychlení v ose Y} \quad (5)$$

d) Translační pohyb v ose X

doba rozběhu $t_{RX} = 0,2 \text{ s}$

doba brždění $t_{BX} = 0,2 \text{ s}$

požadovaná rychlost zdvihu $v_X = 1 \text{ m/s}$

$$a_{X \max} = \frac{v_X}{t_{RX}} = 5 \text{ m/s}^2 \quad \dots\dots\dots \text{max. zrychlení v ose X} \quad (6)$$

Průběh rychlosti je zvolen tak, aby byla minimalizována velikost zrychlení a tím také dynamické účinky na přenášené objekty.

3. 2. 5 Dynamické účinky

- Hmotnost vidlice s maximální hmotností výlisků $m_V = 0,78 \text{ kg}$
- Hmotnost nejmenšího jednoho výlisku $m_{V1} = 0,0035 \text{ kg}$

Při translačním pohybu budou na výlisky působit zrychlující síly:

$$F_X = m_{V1} \cdot a_{X\max} = 0,0035 \cdot 5 = 0,02 \text{ N} \quad (7)$$

Jelikož jsou zrychlení $a_{Y\max}$ a $a_{Z\max}$ rovny $a_{X\max}$, jsou síly F_Y a F_Z rovny F_X .

V rotační fázi budou na výlisky působit síly:

$$F_O = m_{V1} \cdot R \cdot \omega_{\max}^2 = 0,0035 \cdot 0,6 \cdot 5,325^2 = 0,06 \text{ N} \dots \text{odstředivá síla,} \quad (8)$$

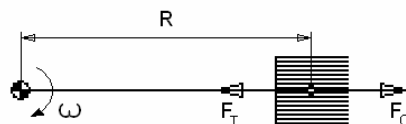
kde R je poloměr mechanismu rotace (obr. 3. 8),

$$F_T = G \cdot f = 0,0343 \cdot 0,3 = 0,01 \text{ N} \dots \text{třecí síla,} \quad (9)$$

$$G = m_{V1} \cdot g = 0,0035 \cdot 9,81 = 0,03 \text{ N} \dots \text{tíhová síla.} \quad (10)$$

Podmínka pro zajištění vypadnutí výlisků z vidlice při rotačním pohybu: $F_O < F_T$.

Srovnáním obou sil z rovnic (8) a (9) je možné vypočítat nejvyšší možné otáčky aby nedošlo k vypadnutí výlisků z vidlice během rotačního pohybu manipulátoru. Obrázek 3. 8 znázorňuje zjednodušené schéma působení sil na výlisek během rotace.



Obr. 3. 10 Zjednodušené schéma působení sil na výlisek během rotace

$$m_{V1} \cdot g \cdot f = m_{V1} \cdot R_V \cdot \omega^2 \quad (11)$$

$$g \cdot f = R_V \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{\max})^2 \quad (12)$$

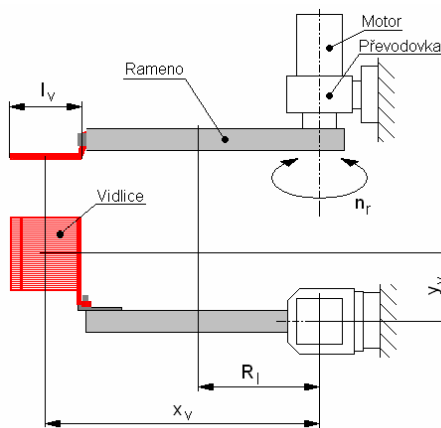
$$\Rightarrow n_{\max} = \sqrt{\frac{g \cdot f}{4 \cdot \pi^2 \cdot R_V}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,3}{4 \cdot \pi^2 \cdot 0,6}} = 0,352 \text{ s}^{-1} = 21,15 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

Porovnáním výsledků z rovnice (2) a (13) je zřejmé, že otáčky rotace jsou větší než nejvyšší možné otáčky rotace. Může tedy dojít k posunu výlisků na ploše vidlice, a tedy i k vypadnutí některých výlisků na kraji vidlice během rotačního pohybu manipulátoru. Proto byla vidlice konstrukčně upravena, doplněním čtvrté sklopné bočnice, bránící vypadnutí výlisků.

3. 2. 6 Návrh pohonů a pohybových jednotek

3. 2. 6. 1 Mechanismus rotace

Pro určení zátěžného momentu a celkového momentu setrvačnosti lze vyjít z modelu mechanismu rotace zobrazeného na obr. 3. 11.



Obr. 3. 11 Schéma mechanismu rotace

Moment setrvačnosti zátěže k ose rotace

$$J_V = J_{Tr} + m_I \cdot R_I^2 + J_{TV} + m_V \cdot R_V^2 \quad (14)$$

$$J_V = \frac{m_I \cdot 2R_I^2}{12} + m_I \cdot R_I^2 + \frac{m_V \cdot l_V^2}{12} + m_V \cdot \left(\sqrt{x_V^2 + y_V^2} \right)^2, \quad (15)$$

kde J_{Tr} – moment setrvačnosti ramene,

J_{TV} – moment setrvačnosti vidlice,

m_I – hmotnost ramene,

m_V – hmotnost vidlice s maximální hmotností výlisků,

R_I – poloměr ramene rotace,

R_V – poloměr otáčení vidlice.

$$J_V = \frac{0,635 \cdot 2 \cdot 0,25^2}{12} + 0,635 \cdot 0,25^2 + \frac{0,78 \cdot 0,175^2}{12} + 0,78 \cdot \left(\sqrt{0,6^2 + 0,153^2} \right)^2 = 0,347 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (16)$$

Moment zátěže mechanismu rotace:

$$M_{Zr} = J_V \cdot \varepsilon_r = 0,347 \cdot 52,35 = 18,17 \text{ Nm}, \quad (17)$$

kde ε_r je úhlové zrychlení vypočtené z rovnice (3).

Určení potřebného momentu motoru:

$$\text{Převodový poměr } i = \frac{n_{m1}}{n_r} = \frac{3000}{50} = 60, \quad (18)$$

kde n_r jsou potřebné otáčky mechanismu z rovnice (2) a n_{m1} jsou otáčky motoru, pak potřebný moment motoru se rovná:

$$M_{m1} = \frac{M_{Zr}}{i} = \frac{18,17}{60} = 0,3 \text{ Nm} \quad (19)$$

Z hodnot vypočítaných a uvedených v rovnicích (14) až (19) byl navržen servomotor TG Drives TGT3 0250 a převodovka Harmonic Drive HFUC-20-80-2UH

Parametry motoru TGT3 0250:

Jmenovitý moment	$M_{Nm} = 2,2 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{\max} = 10 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky	$n_{Nm} = 3000 \text{ ot/min}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 1,4 \text{ kg.cm}^2$

Parametry převodovky HFUC-20-80-2UH

Převodový poměr	$i = 80$
Jmenovitý moment	$M_{Npř} = 34 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{\max} = 74 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_{př} = 0,193 \text{ kg.cm}^2$

Stanovení momentu setrvačnosti pohonu redukováný na výstupní hřídel převodovky:

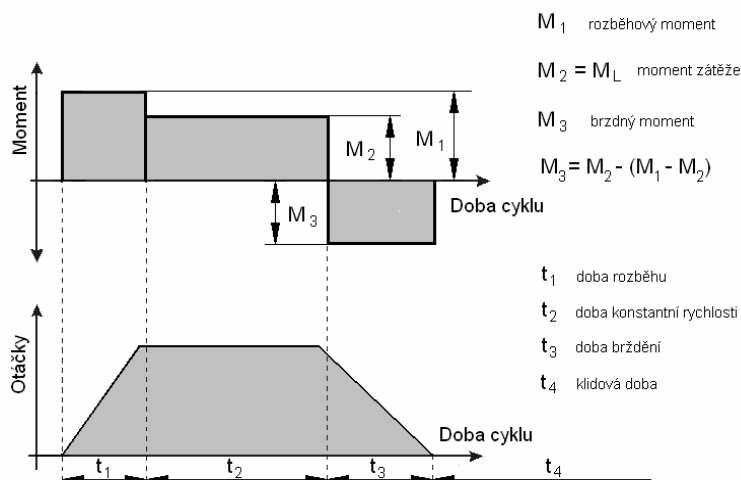
$$\frac{1}{2} J_A \cdot \omega_r^2 = \frac{1}{2} J_{PŘ} \cdot \omega_{Nm}^2 + \frac{1}{2} J_{AM} \cdot \omega_{Nm}^2 \quad (20)$$

$$J_A = J_{PŘ} \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_r} \right)^2 + J_m \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_r} \right)^2 \quad (21)$$

$$J_A = J_{PŘ} \cdot i^2 + J_m \cdot i^2 \quad (22)$$

$$J_A = 0,193 \cdot 10^{-4} \cdot 60^2 + 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 60^2 = 0,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (23)$$

Stanovení rozběhového momentu motoru:



Obr. 3. 12 Znázornění momentového zatížení

$$\begin{aligned}
 M_1 &= M_2 + \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{(J_A + J_V) \cdot n_r}{t_{Rr}} = \\
 &= 18,17 + \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{(0,573 + 0,347) \cdot 50}{0,1} = 66,34 \text{ Nm}
 \end{aligned} \quad (24)$$

kde $M_2 = M_{Zr}$

$$M_3 = M_2 - (M_1 - M_2) = 18,17 - (66,34 - 18,17) = -30 \text{ Nm} \quad (25)$$

Stanovení průměrného momentového zatížení $M_{stř}$

$$\begin{aligned}
 M_{stř} &= \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \\
 &= \sqrt{\frac{66,34^2 \cdot 0,1 + 18,17^2 \cdot 0,35 + 30^2 \cdot 0,1}{0,1 + 0,35 + 0,1 + 1,7}} = 28,5 \text{ Nm}
 \end{aligned} \quad (26)$$

kde t_4 klidová doba

Ověření podmínky pro výběr pohonu:

Zátěžný moment M_{Zr} [Nm] = 18,17 < 34 = M_N [Nm] jmenovitý moment pohonu

Rychlost při zatížení n_r [ot/min] 50 < 3000 n_N [ot/min] jmenovité výstupní otáčky

Moment setrvačnosti zátěže J_V [kg · m²] = 0,347 < 1,7 = 3 J_A (moment setrvačnosti pohonu)

Podmínky výběru pohonu vyhovují a splňují požadavky na funkčnost.

3. 2. 6. 2 Návrh lineárního vedení v ose Z :

Maximální hmotnost pohybujících se částí na lineárním vedení:

$$\begin{aligned} m_{Z_{\max}} &= m_V + m_I + m_{m1} + m_{p\check{R}1} + m_P = \\ &= 0,78 + 0,635 + 3,75 + 0,98 + 5 = 11,15 \text{ kg} \end{aligned} \quad (27)$$

kde m_V hmotnost vidlice s výlisky,

m_I ...hmotnost ramene rotace,

m_{m1} ...hmotnost motoru TGT3 0250,

$m_{p\check{R}1}$...hmotnost převodovky HFCU-20-80-2UH,

m_P ...hmotnost příslušenství (šrouby, příruby, ...).

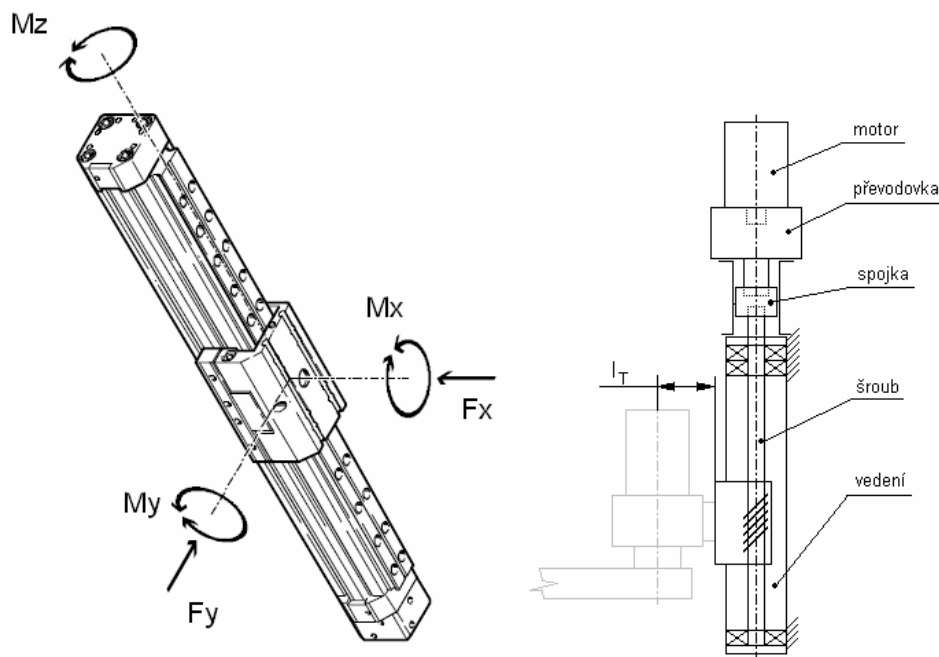
Požadovaný zdvih

$$Z_{\max} = 70 \text{ mm}$$

Požadovaná rychlost posuvu

$$v_Z = 0,5 \text{ m/s}$$

Pro tyto hodnoty bylo navrženo lineární vedení firmy Festo DMES-25-70-SP



Obr. 3. 13 Schéma vedení v ose Z

A. Výpočet zatížení na vedení pohybové jednotky:

$$M_y = M_O = F_Z \cdot l_T = m_{Z_{\max}} \cdot g \cdot l_T = 11,15 \cdot 9,81 \cdot 0,08 = 13,21 \text{ Nm}, \quad (28)$$

momenty k osám X a Z jsou v tomto případě zanedbatelné.

Maximální dovolené momenty firmy Festo :

$$M_{x\max} = 85 \text{ Nm}, M_{y\max} = 85 \text{ Nm}, M_{z\max} = 45 \text{ Nm}$$

B. Výpočet a výběr pohonu:

Moment setrvačnosti zátěže (šroub + vozík) v ose Z J_{VZ} :

Moment setrvačnosti pohybové jednotky J_{VZ} je vypočítán podle metodiky určení momentu setrvačnosti firmou Festo, kde jednotlivé konstanty rovnice (29) jsou určeny z katalogu dle velikosti vybrané pohybové jednotky. Pro pohybovou jednotku DMES–25–70-SP platí:

$$J_{VZ} = J_0 + J_H \times \text{pracovní zdvih [m]} + J_L \times m_{\text{užitečná zátěž [kg]}}, \quad (29)$$

kde J_0 – základní moment setrvačnosti pohybové jednotky [$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$]

J_H – moment setrvačnosti vztažený na 1 metr zdvihu [$\text{kg} \cdot \text{cm}^2/\text{m}$]

J_L – moment setrvačnosti vztažený na 1 kg užitečné zátěže [$\text{kg} \cdot \text{cm}^2/\text{kg}$]

$$J_{VZ} = 0,04 + 0,121 \times 0,07 + 0,025 \times 11,15 = 0,327 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (30)$$

Zátěžný moment na výstupní hřídel (šroub) vedení M_L :

$$\begin{aligned} M_{LZ} &= m_{Z_{\max}} \cdot g \cdot \left(\frac{Z_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + r_{25} \cdot \mu_{25} \right) \cdot \frac{1}{i} = \\ &= 11,15 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,07}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} + 0,006 \cdot 0,005 \right) \cdot \frac{1}{3} = 0,48 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (31)$$

kde η – účinnost, pro kuličková vedení uvádí výrobce 0,9

r_{25} – poloměr šroubu

μ_{25} – koeficient valivého tření, uváděný v rozsahu (0,002-0,005)

Určení potřebného momentu motoru:

$$\text{Převodový poměr } i = \frac{n_{m2}}{n_Z} = \frac{3000}{795,7} = 3,77 \Rightarrow i = 3, \quad (32)$$

$$\text{kde } n_Z = \frac{\omega_Z}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{83,33}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 795,7 \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

$$\omega_Z = \frac{v_Z}{r_{25}} = \frac{0,5}{0,006} = 83,33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (34)$$

n_Z jsou potřebné otáčky vedení z rovnic (33) a (34) a n_{m2} jsou otáčky motoru, pak potřebný moment motoru se rovná:

$$M_{m2} = \frac{M_{LZ}}{i} = \frac{0,48}{3} = 0,16 \text{ Nm}. \quad (35)$$

Z hodnot uvedených v rovnicích (29) až (35) byl navržen servomotor TG Drives TGT2 0060 a převodovka Festo EMGA-40-40

Parametry motoru TGT2 0060:

Jmenovitý moment	$M_{Nm} = 0,53 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{max} = 2,4 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky	$n_{Nm} = 3000 \text{ ot/min}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 1,4 \text{ kg.cm}^2$

Parametry převodovky EMGA-40-40-3

Převodový poměr	$i = 3$
Jmenovitý moment	$M_{Npř} = 11 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{max} = 17,6 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_{př} = 0,031 \text{ kg.cm}^2$

Stanovení momentu setrvačnosti pohonu redukováný na výstupní hřídel převodovky:

$$\frac{1}{2} J_A \cdot \omega_Z^2 = \frac{1}{2} J_{PŘ} \cdot \omega_{Nm}^2 + \frac{1}{2} J_{AM} \cdot \omega_{Nm}^2 \quad (36)$$

$$J_A = J_{PŘ} \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_Z} \right)^2 + J_m \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_Z} \right)^2 \quad (37)$$

$$J_A = J_{PŘ} \cdot i^2 + J_m \cdot i^2 \quad (38)$$

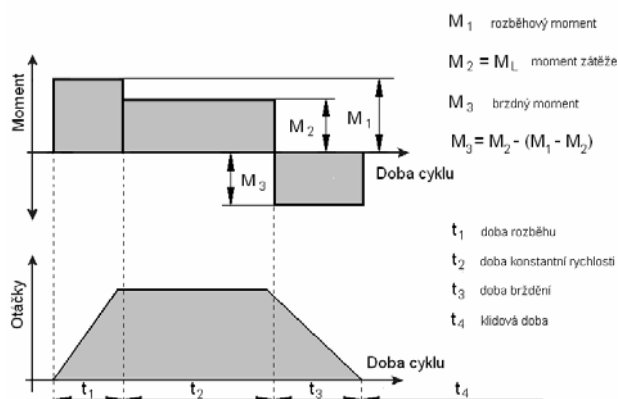
$$J_A = 0,031 \cdot 10^{-4} \cdot 3^2 + 0,11 \cdot 10^{-4} \cdot 3^2 = 1,269 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (39)$$

Stanovení rozběhového momentu motoru:

$$\begin{aligned} M_1 &= M_2 + \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{(J_A + J_{LZ}) \cdot n_Z}{t_{RZ}} = \\ &= 0,48 + \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \frac{(1,269 \cdot 10^{-4} + 0,327 \cdot 10^{-4}) \cdot 795,7}{0,1} = 0,613 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (40)$$

kde $M_2 = M_{LZ}$

$$M_3 = M_2 - (M_1 - M_2) = 0,48 - (0,613 - 0,48) = 0,347 \text{ Nm} \quad (41)$$



Obr. 3. 14 Znárodnění momentového zatížení

Stanovení průměrného momentového zatížení $M_{stř}$

$$\begin{aligned}
 M_{stř} &= \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \\
 &= \sqrt{\frac{0,613^2 \cdot 0,1 + 0,48^2 \cdot 0,01 + 0,347^2 \cdot 0,1}{0,1 + 0,01 + 0,1 + 1,3}} = 0,16 \text{ Nm}
 \end{aligned} \quad (42)$$

kde t_4 klidová doba

Ověření podmínky pro výběr pohonu:

Zátěžný moment M_{LZ} [Nm] = 0,48 < 0,53 = M_N [Nm] jmenovitý moment pohonu

Rychlost při zatížení n_Z [ot/min] = 795,7 < 3000 = n_N [ot/min] jmenovité výstupní otáčky

Moment setrvačnosti zátěže J_{LZ} [kg . cm²] = 0,327 < 3,807 = 3 J_A [kg . cm²] (moment setrvačnosti pohonu)

Podmínky výběru pohonu vyhovují a splňují požadavky na funkčnost.

3. 2. 6. 3 Návrh lineárního vedení v ose X :

Maximální hmotnost pohybujících se částí na lineárním vedení v ose X:

$$m_{X \max} = m_{Z \max} + m_{m2} + m_{př2} + m_p = 11,15 + 1,4 + 0,76 + 5 = 18,31 \text{ kg} \quad (43)$$

kde $m_{Z \max}$... maximální hmotnost pohybujících se částí na vedení v ose Z

m_{m2} ...hmotnost motoru TGT2 0060

$m_{př2}$...hmotnost převodovky EMGA-40-40

m_p ...hmotnost příslušenství (šrouby, příruby, ...)

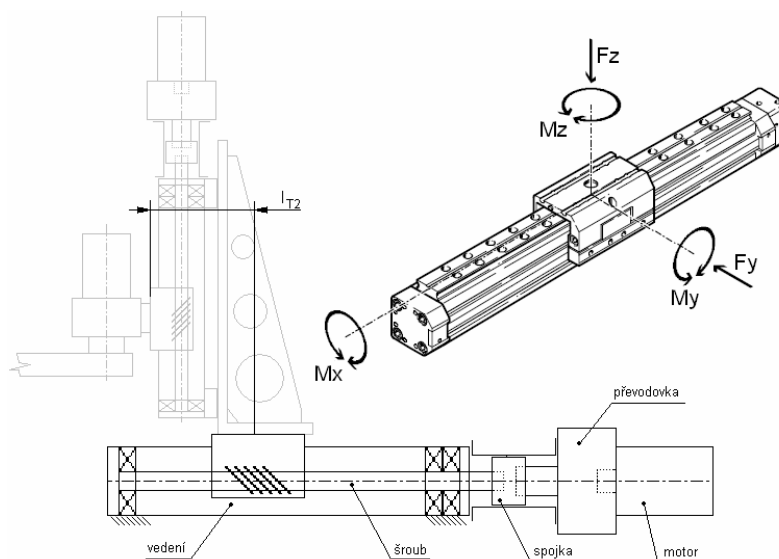
Požadovaný zdvih

$$X_{\max} = 200\text{mm}$$

Požadovaná rychlost posuvu

$$v_X = 1\text{m/s}$$

Pro tyto hodnoty bylo navrženo lineární vedení firmy Festo DMES–40–200-SP



Obr. 3. 15 Schéma vedení v ose X

A. Výpočet zatížení na vedení pohybové jednotky:

$$F_Z = m_{X_{\max}} \cdot g = 18,31 \cdot 9,81 = 179,6\text{N} \quad (44)$$

$$M_y = M_O = F_Z \cdot l_{T2} = 179,6 \cdot 0,1 = 17,96\text{Nm} \quad (45)$$

momenty k osám X a Z jsou v tomto případě zanedbatelné

Maximální dovolené momenty firmy Festo :

$$M_{x\max} = 170\text{Nm}, M_{y\max} = 330\text{Nm}, M_{z\max} = 330\text{Nm}$$

B. Výpočet a výběr pohonu:

Moment setrvačnosti zátěže (šroub + vozík) v ose X J_{VX} :

Moment setrvačnosti J_{VX} byl určen stejným postupem jako moment setrvačnosti J_{VZ} v ose Z. Opět byla použita metodika firmy Festo, kde jednotlivé konstanty rovnice (46) jsou určeny z katalogu dle velikosti vybrané pohybové jednotky. Pro pohybovou jednotku DMES–40–200-SP platí:

$$J_{VX} = J_0 + J_H \times \text{pracovní zdvih [m]} + J_L \times m_{\text{užitečná zátěž [kg]}}, \quad (46)$$

kde J_0 – základní moment setrvačnosti pohybové jednotky [$\text{kg}\cdot\text{cm}^2$],

J_H – moment setrvačnosti vztažený na 1 metr zdvihu [$\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{m}$],

J_L – moment setrvačnosti vztažený na 1 kg užitečné zátěže [$\text{kg} \cdot \text{cm}^2/\text{kg}$].

$$J_{VX} = 0,48 + 1 \times 0,2 + 0,101 \times 18,31 = 2,53 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (47)$$

Zátěžný moment na výstupní hřídel (šroub) vedení v ose X M_{LX} :

$$M_{LX} = M_T = 0,4 \text{ Nm}, \quad (48)$$

kde M_T – třecí moment

Výrobce pro daný typ pohybové jednotky uvádí hodnotu třecího momentu $M_T = 0,4 \text{ Nm}$, který zahrnuje tření na šroubu a ve vedení vozíku.

Určení potřebného momentu motoru:

$$\text{Převodový poměr } i = \frac{n_{m3}}{n_X} = \frac{5300}{954,9} = 5,55 \Rightarrow i = 5 \quad (49)$$

$$\text{kde } n_X = \frac{\omega_X}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{100}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 954,9 \text{ min}^{-1} \quad (50)$$

$$\omega_X = \frac{v_X}{r_{40}} = \frac{1}{0,01} = 83,33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (51)$$

n_X jsou potřebné otáčky vedení z rovnice (50) a (51) a n_{m3} jsou otáčky motoru, pak potřebný moment motoru se rovná:

$$M_{m3} = \frac{M_{LX}}{i} = \frac{0,4}{5} = 0,08 \text{ Nm} \quad (52)$$

Z hodnot uvedených v rovnicích (46) až (52) byl navržen servomotor Festo EMMS-AS-70-S a převodovka Festo EMGA-40-40-5

Parametry motoru EMMS-AS-70-S

Jmenovitý moment	$M_{Nm} = 1,43 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{max} = 3,1 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky	$n_{Nm} = 5300 \text{ ot/min}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

Parametry převodovky EMGA-40-40-5

Převodový poměr	$i = 5$
Jmenovitý moment	$M_{Npř} = 14 \text{ Nm}$
Maximální moment	$M_{max} = 22 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_{př} = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

Stanovení momentu setrvačnosti pohonu redukováný na výstupní hřídel převodovky:

$$\frac{1}{2} J_A \cdot \omega_X^2 = \frac{1}{2} J_{PR} \cdot \omega_{Nm}^2 + \frac{1}{2} J_{AM} \cdot \omega_{Nm}^2 \quad (53)$$

$$J_A = J_{PR} \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_X} \right)^2 + J_m \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_X} \right)^2 \quad (54)$$

$$J_A = J_{PR} \cdot i^2 + J_m \cdot i^2 \quad (55)$$

$$J_A = 0,19 \cdot 10^{-4} \cdot 5^2 + 0,379 \cdot 10^{-4} \cdot 5^2 = 14,225 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (56)$$

Stanovení rozběhového a brzdného momentu motoru:

$$M_1 = M_T + M_{DYN} = 0,4 + 0,253 = 0,653 \text{ Nm} , \quad (57)$$

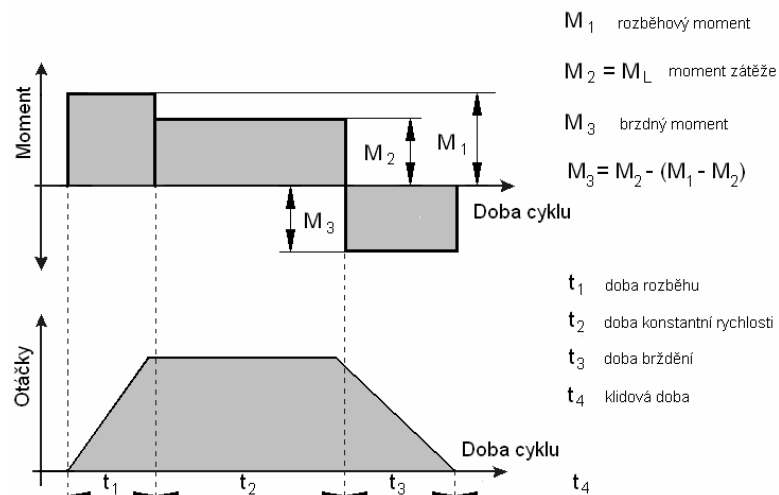
kde M_T – třecí moment

M_{DYN} – dynamický moment

Dynamický moment je určen jako součin momentu setrvačnosti J_{VX} z rovnice (47) a úhlového zrychlení ε_X šroubu vedení DMES-40–200-SP,

$$M_{DYN} = J_{VX} \cdot \varepsilon_X = 2,53 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 = 0,253 \text{ Nm} \quad (58)$$

$$\text{kde } \varepsilon_X = \frac{\omega_X}{t_{RX}} = \frac{100}{0,1} = 1000 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (59)$$



Obr. 3. 16 Znázornění momentového zatížení

$$M_3 = M_2 - (M_1 - M_2) = 0,4 - (0,653 - 0,4) = 0,15 \text{ Nm} \quad (60)$$

Stanovení průměrného momentového zatížení $M_{stř}$

$$M_{stř} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} =$$
$$= \sqrt{\frac{0,653^2 \cdot 0,1 + 0,4^2 \cdot 0,2 + 0,15^2 \cdot 0,1}{0,1 + 0,2 + 0,1 + 0,7}} = 0,26 Nm \quad (61)$$

kde t_4 klidová doba

Ověření podmínky pro výběr servomotoru:

Zátěžný moment M_{LX} [Nm] = $0,4 < 1,43 = M_N$ [Nm] jmenovitý moment pohonu

Rychlost při zatížení n_X [ot/min] = $954,9 < 5300 = n_N$ [ot/min] jmenovité výstupní otáčky

Moment setrvačnosti zátěže J_{LX} [kg . cm²] = $2,53 < 14,225 = 3 J_A$ [kg . cm²]
(moment setrvačnosti pohonu)

Podmínky výběru pohonu vyhovují a splňují požadavky na funkčnost.

3. 2. 6. 4 Návrh lineárního vedení v ose Y :

Maximální hmotnost pohybujících se částí na lineárním vedení v ose Y:

$$m_{Y\max} = m_{X\max} + m_{m3} + m_{př3} + m_p = 18,31 + 2,2 + 0,86 + 5 = 26,37 kg, \quad (62)$$

kde $m_{X\max}$...maximální hmotnost pohybujících se částí na vedení v ose X

m_{m3} ...hmotnost motoru EMMS-AS-70-S

$m_{př3}$...hmotnost převodovky EMGA-40-40-5

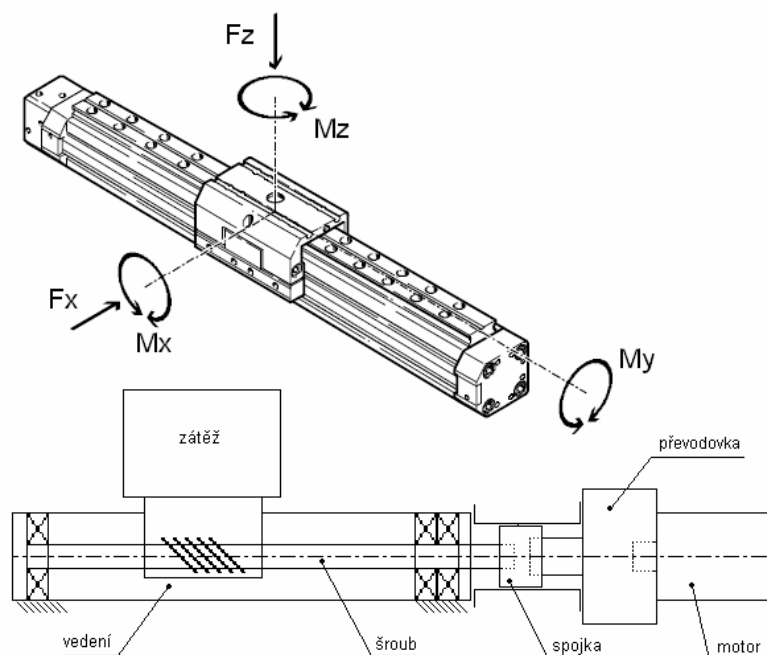
m_p ...hmotnost příslušenství (šrouby, příruby, ...)

Požadovaný zdvih $Y_{\max} = 1000mm$

Požadovaná rychlost posuvu $v_Y = 1m/s$

Pro tyto hodnoty bylo navrženo lineární vedení firmy Festo

DMES-40-1000-SP



Obr. 3. 17 Schéma vedení v ose Y

A. Výpočet zatížení na vedení pohybové jednotky:

$$F_Z = m_{Y_{\max}} \cdot g = 26,37 \cdot 9,81 = 258,7N \quad (63)$$

$$M_y = M_o = F_Z \cdot Y_{\max} = 258,7 \cdot 0,2 = 51,74Nm \quad (64)$$

momenty k osám X a Z jsou v tomto případě zanedbatelné

Maximální dovolené momenty firmy Festo :

$$M_{x\max} = 170Nm, M_{y\max} = 330Nm, M_{z\max} = 330Nm$$

B. Výpočet a výběr pohonu:

Moment setrvačnosti vedení v ose Y J_{VY} :

Moment setrvačnosti J_{VY} byl určen stejným postupem jako moment setrvačnosti J_{VZ} v ose Z. Opět byla použita metodika firmy Festo, kde jednotlivé konstanty rovnice (65) jsou určeny z katalogu dle velikosti vybrané pohybové jednotky. Pro pohybovou jednotku DMES–40–1000-SP platí:

$$J_{VY} = J_0 + J_H \times \text{pracovní zdvih [m]} + J_L \times m_{\text{užitečná zátěž [kg]}}, \quad (65)$$

kde J_0 – základní moment setrvačnosti pohybové jednotky [$kg \cdot cm^2$],

J_H – moment setrvačnosti vztažený na 1 metr zdvihu [$kg \cdot cm^2/m$],

J_L – moment setrvačnosti vztažený na 1 kg užitečné zátěže [$kg \cdot cm^2/kg$].

$$J_{VY} = 0,48 + 1 \times 1 + 0,101 \times 26,37 = 4,14 \text{ kg} \cdot cm^2 \quad (66)$$

Zátěžný moment na výstupní hřídel (šroub) vedení v ose Y M_{LY} :

$$M_{LY} = M_T = 0,4 Nm, \quad (67)$$

kde M_T – třecí moment

Výrobce pro daný typ pohybové jednotky uvádí hodnotu třecího momentu $M_T = 0,4 Nm$, který zahrnuje tření na šroubu a ve vedení vozíku.

Určení potřebného momentu motoru:

$$\text{Převodový poměr } i = \frac{n_{m3}}{n_Y} = \frac{5300}{954,9} = 5,55 \Rightarrow i = 5 \quad (68)$$

$$\text{kde } n_Y = \frac{\omega_Y}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{100}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 954,9 \text{ min}^{-1} \quad (69)$$

$$\omega_Y = \frac{v_Y}{r_{40}} = \frac{1}{0,01} = 83,33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (70)$$

n_Y jsou potřebné otáčky vedení z rovnice (69) a (70) a n_{m3} jsou otáčky motoru, pak potřebný moment motoru se rovná:

$$M_{m3} = \frac{M_{LY}}{i} = \frac{0,4}{5} = 0,08 Nm \quad (71)$$

Z hodnot uvedených v rovnicích (65) až (71) byl navržen servomotor Festo EMMS-AS-70-S a převodovka Festo EMGA-40-40-5

Parametry motoru EMMS-AS-70-S

Jmenovitý moment	$M_{Nm} = 1,43 Nm$
Maximální moment	$M_{max} = 3,1 Nm$
Jmenovité otáčky	$n_{Nm} = 5300 \text{ ot/min}$
Moment setrvačnosti	$J_m = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

Parametry převodovky EMGA-40-40-5

Převodový poměr	$i = 5$
Jmenovitý moment	$M_{Npř} = 14 Nm$
Maximální moment	$M_{max} = 22 Nm$
Moment setrvačnosti	$J_{př} = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

Stanovení momentu setrvačnosti pohonu redukováný na výstupní hřídel převodovky:

$$\frac{1}{2} J_A \cdot \omega_X^2 = \frac{1}{2} J_{PR} \cdot \omega_{Nm}^2 + \frac{1}{2} J_{AM} \cdot \omega_{Nm}^2 \quad (72)$$

$$J_A = J_{PR} \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_X} \right)^2 + J_m \cdot \left(\frac{\omega_{Nm}}{\omega_X} \right)^2 \quad (73)$$

$$J_A = J_{PR} \cdot i^2 + J_m \cdot i^2 \quad (74)$$

$$J_A = 0,19 \cdot 10^{-4} \cdot 5^2 + 0,379 \cdot 10^{-4} \cdot 5^2 = 14,225 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (75)$$

Stanovení rozběhového a brzdného momentu motoru:

$$M_1 = M_T + M_{DYN} = 0,4 + 0,414 = 0,814 \text{ Nm}, \quad (76)$$

kde M_T – třecí moment

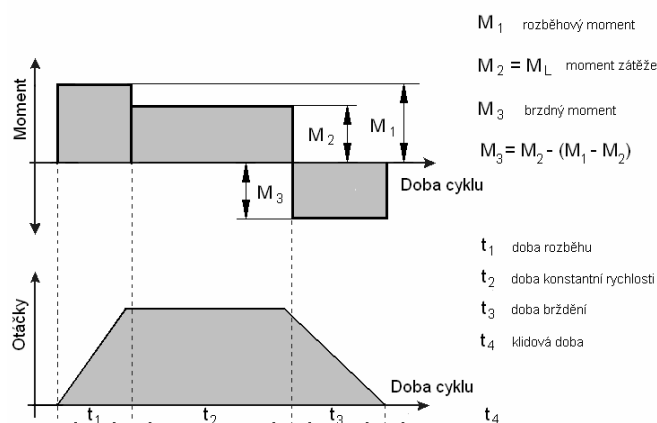
M_{DYN} – dynamický moment

Dynamický moment je určen jako součin momentu setrvačnosti J_{VX} z rovnice (65) a úhlového zrychlení ε_X šroubu vedení DMES-40–200-SP,

$$M_{DYN} = J_{VX} \cdot \varepsilon_X = 4,14 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 = 0,414 \text{ Nm} \quad (77)$$

$$\text{kde } \varepsilon_X = \frac{\omega_X}{t_{RX}} = \frac{100}{0,1} = 1000 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (78)$$

$$M_3 = M_2 - (M_1 - M_2) = 0,4 - (0,814 - 0,4) = -0,014 \text{ Nm} \quad (79)$$



Obr. 3. 18 Znázornění momentového zatížení

Stanovení průměrného momentového zatížení $M_{stř}$

$$M_{stř} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \sqrt{\frac{0,814^2 \cdot 0,1 + 0,4^2 \cdot 0,2 + 0,014^2 \cdot 0,1}{0,1 + 0,2 + 0,1 + 0,1}} = 0,44 \text{ Nm} \quad (80)$$

kde t_4 klidová doba

Ověření podmínky pro výběr servomotoru:

Zátěžný moment M_{LX} [Nm] = $0,4 < 1,43 = M_N$ [Nm] jmenovitý moment pohonu

Rychlost při zatížení n_X [ot/min] = $954,9 < 5300 = n_N$ [ot/min] jmenovité výstupní otáčky

Moment setrvačnosti zátěže J_{LX} [kg · cm²] = $4,14 < 14,225 = 3 J_A$ [kg · cm²] (moment setrvačnosti pohonu)

Podmínky výběru pohonu vyhovují a splňují požadavky na funkčnost.

3. 2. 7 Návrh rámu

Rám byl smontován z profilů firmy ITEM (obr. 3. 19). Aby nedocházelo ke kmitání celé soustavy, v závislosti na hmotnosti a rychlosti (zrychlení) pojezdů, je navrženo jeho ukotvení, které současně zajistí neurčenou definovanou polohu manipulačního zařízení oproti karuselovému lisu G12 a chladicí pásové peci.



Obr. 3. 19 Rám - 3D pohled

3. 2. 8 Systém řízení

Na základě použitých komponentů je možno vybrat z několika řídicích jednotek pro zabezpečení bezpečného a plynulého chodu celého manipulátoru. Kombinace elektrických pohonů není pro návrh řídicího systému problémem.

Pro zajištění automatického chodu je nutné, aby doba pracovního cyklu přenosu výlisků z vytloukací pozice karuselového lisu G12 na pás chladicí pece byla kratší než časový limit zakládání. Tento limit je proměnný podle sortimentu. V požadavcích uvedených v kapitole 1. 7 je doba přenosu výlisků stanovena v rozsahu 2,8 – 6,3 s. Veškeré pohonné jednotky navržené v kapitole 3. 6 byly počítány pro nejkratší limit přenosu výlisků.

Jednotlivé pohyby navazující na sebe jsou zabezpečeny kvalitní snímací technikou. Veškeré pohybové jednotky mají na pohyblivých částech zabudovány snímače polohy. Přesné nastavení je dále plně v režii obsluhy. Možnost přestavění jednotlivých snímačů a tím i celé soustavy je velmi jednoduché.

3. 2. 8. 1 Popis zakládajícího cyklu

V okamžiku pootočení formy karuselového lisu G12 do pozice vytloukání je aktivován mechanismus rotace ovládaný servomotorem, tak aby vidlice manipulátoru byla právě pod formou po celou dobu vytloukání. Následuje přetočení vidlice manipulátoru o úhel 90°. Následně je aktivován posuv v ose Z pro vyrovnaní výškového rozdílu mezi vytloukací pozicí a pásem chladicí pece. Lineární jednotka v ose Y je ve střední poloze a tudíž může najet do jedné z devíti (pěti) pozic chladicí pece. Následně je aktivován poslední posuv v ose X pro odnímání výlisků z plochy vidlice. Po najetí pod snímací kartáč je zastaven v koncové poloze, kde dojde k sepnutí snímače na snímacím kartáči na konzole chladicí pece, kdy snímací kartáč přidrží výlisky a zpětný pohyb posuvu v ose X uvolní výlisky z plochy vidlice na pás chladicí pece. Po tomto odejmutí výlisků z plochy vidlice následují všechny operace pro dosažení výchozí pozice pod formu karuselového lisu G12. Manipulátor čeká na impuls k zahájení dalšího procesu přesunu výlisků.

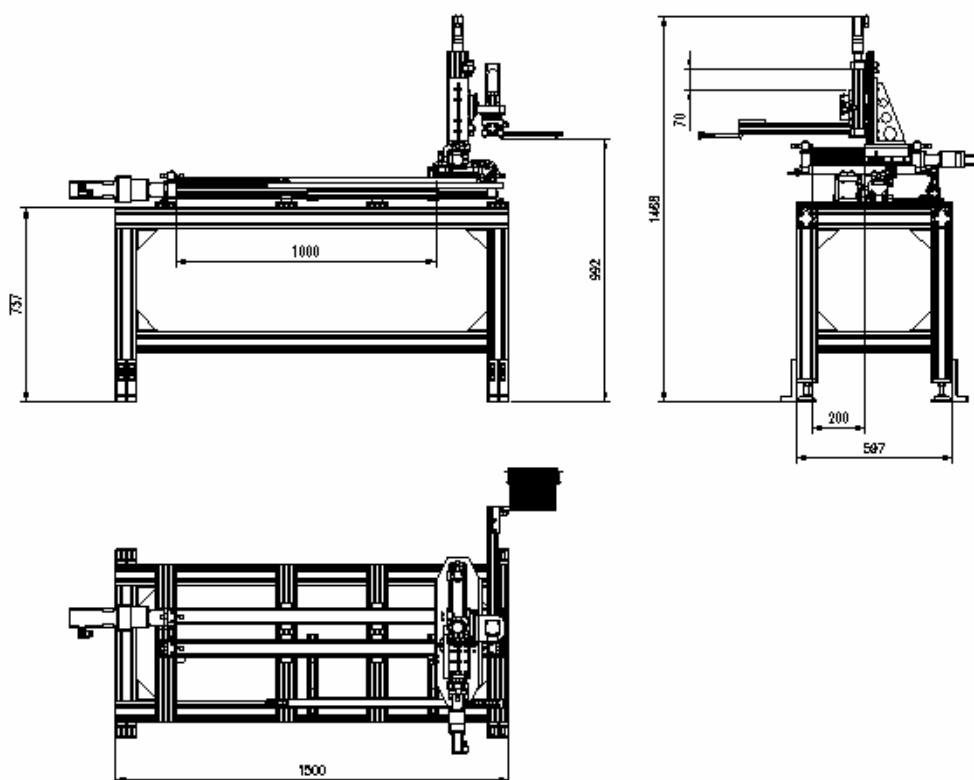
Aby celý cyklus zakládání výlisků vyhovoval požadavkům, je při výpočtech pohonů brána v úvahu nejvzdálenější pozice chladicí pece.

4 Technicko ekonomické zhodnocení

4.1 Technické vlastnosti

Technické parametry navrženého manipulačního zařízení :

- zdvih v jednotlivých osách:	osa X	200 mm
	osa Y	1000 mm
	osa Z	70 mm
- maximální rychlosti v osách :	osa X	1 m/s
	osa Y	1 m/s
	osa Z	0,5 m/s
- rozměrové parametry:	výška	1463 mm
	šířka	2000 mm
	hloubka	750 mm



Obr. 4. 1 Technické parametry manipulačního zařízení

Všechny pohybové osy manipulačního zařízení jsou vybaveny snímači poloh a dorazy koncových poloh pro zabezpečení celé soustavy.

4.2 Ekonomický přínos

Cena a návratnost investice manipulačního zařízení je velmi důležitým kritériem realizace celého projektu. Již během rozhodovací analýzy v kapitole 2. 3 byla cena vyhodnocena třetím nejdůležitějším kritériem při návrhu řešení celého manipulátoru. Pro předběžnou představu o finanční náročnosti navrženého konstrukčního zařízení je uvedena cena jednotlivých sestavných komponentů v tabulce 4.1.

Tab.4.1 Kalkulace ceny manipulačního zařízení

Nosná konstrukce:	Profily	30.000,-
	Spojovací prvky	3.000,-
	Ukotvení	2.000,-
	Celkem	35.000,-
Pohybové jednotky:	DMES-40-1000	120.000,-
	DMES-40-200	80.000,-
	DMES-25-70	50.000,-
	Celkem	250.000,-
Pohonné jednotky:	TGT2 0060	40.000,-
	TGT 30300	50.000,-
	HFUC-20-80-2UH	80.000,-
	EMMS-70-S	2 x 60.000,-
	EMGA-80-70	80.000,-
	EMGA-40-40	2 x 50.000,-
	Celkem	470.000,-
Snímače:	SIEA-M12-UI-S	50.000,-
Nenormalizované součásti:	Hutní a spojový materiál	5.000,-
	Výroba	10.000,-
	Celkem	15.000,-
Montáž:		50.000,-

Celkové náklady na stavbu manipulačního zařízení činí 870.000,- Kč.

Závěr

V řešené diplomové práci byl konstrukčně zpracován návrh manipulačního zařízení pro přemísťování skleněných výlisků z karuselového lisu G 12 na pás průběžné pásové chladicí pece.

V kapitole jedna je zpracován rozbor současného stavu manipulačního zařízení v závodě 6, firmy Preciosa a.s. s hlavními požadavky na zpracování nového konstrukčního řešení manipulačního zařízení, včleněného mezi karuselový lis G12 a průběžnou pásovou chladicí pec.

Druhá kapitola je zaměřena na alternativní návrh nového manipulačního zařízení a jeho výběr pro konstrukční řešení podle rozhodovací analýzy.

Ve třetí kapitole je podrobně popsán konstrukční návrh zvolené varianty, provedeny konstrukční výpočty, navrženy pohony a popsán pracovní cyklus pro nejvyšší zatížení. Jsou zde široce uplatněny prvky a moduly, které umožnily realizovat stavebnicovou konstrukci jednoúčelového manipulátoru. Na závěr kapitoly 3 je navržen rám manipulátoru a popsán systém řízení s doplněním snímací techniky.

Konstrukční návrh vypracovaný v jednotlivých kapitolách a přiložené výkresové dokumentaci je možno realizovat s konstatováním, že požadavky zadané v rámci diplomové práce jsou splněny.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] Chvála B.,Nedbal J., Dunay G.: Automatizace. STNL Praha 1985,603s.;
- [2] Leinveber J.,Řasa J.,Vávra P.: Strojnické tabulky, Scientia, Praha 1999 , 985s. ;
- [3] Leinveber J.,Švercl J.: Technické kreslení, Scientia, Praha 1999 , 295s. ;
- [4] Pešík L.: Části strojů 1, TU v Liberci, Liberec 2008 , 191s. ;
- [5] Pešík L.: Části strojů 2, TU v Liberci, Liberec 2008 , 201s. ;
- [6] Kubát J.: Zařízení pro zasouvání výrobků do chladicí pece, TU v Liberci, Liberec 2007 , 74s. ;
- [7] Katalog Festo – Pohony;
- [8] Katalog Wiesel – Lineární vedení;
- [9] Katalog TG Drives – Segmentové servomotory.
- [10] Katalog Harmonic Drive – Precision in Motion;
- [11] Katalog Rollon – Lineární technika;
- [12] Katalog Item – MB Systembaukasten;
- [13] Katalog Hiwin – Lineární vedení;